

Susan Thiessen

**CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DE GABINETES
REFRIGERADOS ISOLADOS COM PAINÉIS DE VÁCUO**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Santa Catarina para a obtenção do
Grau de Mestre em Engenharia
Mecânica

Orientador: Prof. Cláudio Melo, Ph.D.

Florianópolis
2015

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Thiessen, Susan

CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DE GABINETES REFRIGERADOS
ISOLADOS COM PAINÉIS DE VÁCUO / Susan Thiessen ;
orientador, Cláudio Melo - Florianópolis, SC, 2015.
129 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. refrigeradores domésticos. 3.
painéis de vácuo. 4. isolamento térmico. I. Melo, Cláudio.
II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Susan Thiessen

CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DE GABINETES REFRIGERADOS ISOLADOS COM PAINÉIS DE VÁCUO

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 20 de novembro de 2015.

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Cláudio Melo, PhD. – Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., PhD.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof.^a Márcia Barbosa Henriques Mantelli, PhD.
Universidade Federal de Santa Catarina

Luciana Wasnievski da Silva, PhD.
Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo

Este trabalho é dedicado ao meu pai,
Márcio Roberto Thiessen, que sempre
estimulou a minha curiosidade sobre
os fenômenos da natureza.

AGRADECIMENTOS

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, pela oportunidade de aprimoramento.

A Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), pela bolsa acadêmica concedida durante a realização desta pesquisa.

Ao grupo Whirlpool, pela produção e concessão dos protótipos e do modelo de referência, estudados neste trabalho, e em especial a empresa Embraco, pelo suporte técnico e financeiro desta pesquisa.

Aos meus professores, em especial ao Professor Cláudio Melo, pela orientação no mestrado e também pela orientação profissional.

Ao Dr. Eng. Joaquim Manoel Gonçalves e ao Eng. Fernando Knabben pelas relevantes discussões e contribuições técnicas que tornaram possível a concretização deste trabalho.

A toda equipe do INCT POLO, em especial aos alunos Felipe Coltro e Gabriele Wiederkehr e à equipe do Laboratório de Aplicação, Seu Milton, Rodrigo Freitas, Rafael Goes, Deivid Oliveira, William Longen, Jorge Lubas, Jean Backer e Larissa Kanzaki, por todo suporte técnico necessário à realização dos trabalhos experimentais.

A minha família e a Elder R. Santos, pelo amor, carinho e apoio incondicional.

A todos que de alguma forma colaboraram para a realização desta pesquisa.

“Sê perseverante como o mar, que há milênios
tenta subir pelas areias”. (Comendador DeRose)

RESUMO

As políticas governamentais de redução de consumo de energia elétrica e a conscientização da população têm impulsionado os fabricantes de eletrodomésticos a uma busca incessante por melhorias na eficiência energética de seus equipamentos. Dentre os produtos de linha branca, refrigeradores e congeladores são responsáveis por 23% do consumo de energia elétrica residencial do país. Pode-se aprimorar a eficiência de um refrigerador doméstico através da redução da carga térmica imposta a ele. Os painéis de isolamento a vácuo, comumente chamados de VIPs (*Vacuum Isulation Panels*), têm sido considerados como uma alternativa promissora, uma vez que suas condutividades térmicas são cerca de cinco vezes menores que as das espumas de poliuretano. Contudo, fatores limitantes como o elevado custo e os cuidados necessários no manuseio, aplicação e armazenamento, restringem a utilização de VIPs. Assim, determinar tamanho e alocação dos painéis em torno do gabinete são requisitos para o melhor custo-benefício da aplicação dessa tecnologia. Os trabalhos disponíveis na literatura a respeito de VIPs em aplicações domésticas limitam-se a estudar uma quantidade reduzida de refrigeradores e em sua maioria, apenas numericamente. Assim sendo, este trabalho visa caracterizar experimentalmente o desempenho térmico de gabinetes refrigerados com painéis de vácuo através de um total de 16 amostras montadas com diferentes quantidades, posições e áreas de painéis em torno do gabinete. As amostras foram submetidas a testes de fluxo de calor reverso e consumo cíclico de energia, e verificou-se que, apesar do aumento da área de cobertura proporcionar condutâncias térmicas globais e consumos de energia menores, isso não ocorreu de modo linear. Refrigeradores com áreas de painéis idênticas apresentaram consumo de energia e condutâncias térmicas globais distintas. Concluiu-se que os testes de fluxo de calor reverso não são adequados para a caracterização de refrigeradores com paredes cujo isolamento térmico seja heterogêneo. Tais ensaios são realizados sob as premissas de que não há estratificação de temperatura no interior dos compartimentos e que a distribuição do isolamento térmico é homogênea. Diante da dificuldade de explicar alguns resultados por análises comparativas, optou-se por analisá-los estatisticamente. A base de dados experimentais foi correlacionada de diversos modos para permitir a identificação das regiões mais indicadas para a instalação dos VIPs. Observou-se então que a inserção de painéis de vácuo em ambas as portas do gabinete reduz o consumo de energia em aproximadamente 6%. O acréscimo de painéis apenas na parede traseira reduz o consumo

de energia na ordem de 11% e a instalação de painéis nas paredes laterais e superior do gabinete reduz o consumo em torno de 4%. Finalmente, a adição de VIPs em todas essas superfícies provoca uma redução de 21% no consumo de energia. Adicionalmente, verificou-se que a utilização de um compressor de menor capacidade de refrigeração provocou uma redução média de 4% no consumo de energia de amostras com isolamento térmico superior.

Palavras-chave: refrigeradores domésticos; painéis de vácuo; isolamento térmico.

ABSTRACT

Current public policies and the consumers' growing tendency to reduce energy consumption have been constantly motivating household appliances manufacturers to improve energetic efficiency in their products. Considering the domestic line, refrigerators and freezers are responsible for 23% of residential energy consumption in Brazil.

One way to improve the energetic efficiency of a domestic refrigerator is to reduce the thermal load applied to it. Following this line, vacuum insulation panels (VIPs) are a promising alternative for thermal insulation since they exhibit a thermal conductivity around five times lower than the conventional polyurethane foams. However, the elevated cost, care on handling, application and storage of VIPs represent limiting factors that restrict their utilization. Thus, establishing the adequate size and placement inside the cabinet constitute requirements to achieve the best cost-benefit ratio while applying that technology.

The available studies on the use of VIPs in domestic appliances focus on researching a reduced amount of refrigerators, usually, only numerically. Therefore, the goal of this research is to experimentally characterize the thermal behavior of refrigerated cabinets insulated with vacuum panels using 16 samples with different quantity, position and areas of VIPs inside the cabinet. The samples were submitted to thermal heat leakage and energy consumption tests. As expected, the increase of VIP coverage reduced the energy consumption and the global thermal conductance, although not linearly. Samples with identical VIP coverage areas showed distinct energy consumption and global thermal conductance. One conclusion is that the thermal heat leakage test is not appropriate to characterize refrigerators with heterogeneous thermal insulation walls. That kind of test supposes that the temperatures are not stratified and that the thermal insulation is homogeneous. Due to the difficulty to explain some of the results, they were statistically analyzed. Therefore, the experimental data was correlated in several manners in order to identify the most adequate regions to install the panels. Another conclusion is that the use of VIP on both doors reduces the energy consumption around 6%. The application of VIP on the cabinet's rear wall reduces the energy consumption around 11%, and the installation of VIP on the cabinet's lateral and superior walls decreases the energy consumption around 4%. Finally, the addition of VIP on all these surfaces causes a reduction of 21% on energy consumption. In addition, it was identified that the use of a compressor with lower refrigeration

capacity reduces energy consumption on around 4% in samples with a higher thermal insulation degree.

Keywords: domestic refrigerators; vacuum panels; heat insulation.

NOMENCLATURA

CE	[kWh/mês]	Consumo de energia
COP	[-]	Coefficiente de performance
DP	[-]	Desvio-padrão
PU	[-]	Poliuretano
\dot{q}	[W/m ²]	Fluxo de calor
\dot{Q}	[W]	Carga térmica média
R	[-]	Razão entre COP do refrigerador e COP do congelador
T	[K]	Temperatura
UA	[W/K]	Condutância térmica
$u.a$	[-]	Unidade arbitrária
\dot{W}	[W]	Potência média consumida ou dissipada

Letras gregas

Δ	[-]	Variação de alguma grandeza
λ	[W/(m.K)]	Condutividade térmica
τ	[-]	Fração de funcionamento do compressor

Sub-índices

$()_a$	Ar ambiente;
$()_{ac}$	Acoplamento
$()_c$	Compartimento do congelador
$()_{cd}$	Condução; condução na matriz sólida
$()_{cd,g}$	Condução gasosa
$()_{cond}$	Condensador

$()_{cv}$	Convecção gasosa
$()_d$	Descarga
$()_e$	Evaporador
$()_{final}$	Final
$()_{gab}$	Gabinete
$()_i$	i-ésimo valor de determinada variável no tempo; i-ésimo compartimento; inicial
$()_k$	Compressor
$()_m$	Meio
$()_{max}$	Máximo
$()_{min}$	Mínimo
$()_n$	Número de pontos de um teste
$()_p$	Picos de temperatura do compartimento no ciclo
$()_s$	Sucção
$()_r$	Compartimento do refrigerador
$()_{rad}$	Radiação térmica
$()_t$	Traseira
$()_{tl}$	Linha de líquido do trocador de calor interno
$()_{tlv}$	Linha de vapor do trocador de calor interno
$()_{tot}$	Total
$()_v$	Ventilador do evaporador; Vales de temperatura do compartimento no ciclo

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	19
1.1 Motivação	19
1.2 Contexto histórico	20
1.3 Painéis de isolamento a vácuo	26
1.4 Objetivos.....	29
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	31
2.1 Painéis de isolamento a vácuo	31
2.2 Carga térmica	35
2.3 Gabinetes refrigerados com vip	37
2.4 Síntese do capítulo	40
3. TRABALHO EXPERIMENTAL	43
3.1 Refrigeradores.....	43
3.2 Instrumentação.....	48
3.3 Câmara de testes	50
3.4 Metodologia experimental	51
3.4.1 Teste de fluxo de calor reverso	51
3.4.2 Teste de consumo de energia.....	53
3.4.3 Determinação da performance do isolamento dos compartimentos	56
3.4.4 Monitoramento do envelhecimento do VIP.....	57
3.5 Síntese do capítulo	58
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	61
4.1 Verificação das Amostras	61
4.2 Testes de fluxo de calor reverso.....	64
4.3 Testes de consumo de energia.....	66
4.4 Análise matemática.....	74
4.5 Análise do efeito do deslocamento volumétrico do compressor	83
5. CONCLUSÕES	85
REFERÊNCIAS	89
APÊNDICE A – VIPS COMERCIAIS.....	95
APÊNDICE B – CURVAS DE CALIBRAÇÃO	97
APÊNDICE C - INCERTEZA DE MEDIÇÃO.....	101

APÊNDICE D – ENVELHECIMENTO DOS PAINÉIS.....	107
APÊNDICE E – TERMOGRAMAS	109
APÊNDICE F – AMOSTRAS ESTUDADAS.....	117
APÊNDICE G – TESTES DE FLUXO DE CALOR REVERSO ..	119
APÊNDICE H – TESTES DE CONSUMO DE ENERGIA	121
APÊNDICE I – EFEITO DA CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO MATERIAL DA SUPERFÍCIE EXTERNA DO GABINETE	127
APÊNDICE J – COMPRESSOR EMU60 CLP	129

1. INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

A crescente demanda por energia, além da preocupação com o esgotamento dos recursos naturais e com o aquecimento global, tem provocado o estabelecimento de metas de redução de consumo de energia cada vez mais ambiciosas. Programas nacionais de eficiência energética têm criado classificações rigorosas para eletrodomésticos, muitas vezes com incentivos fiscais para os produtos mais eficientes. A União Europeia, por exemplo, criou um índice de eficiência energética, EEI (*Energy Efficient Index*), que relaciona o consumo de energia de um determinado produto com o consumo de um produto padrão, considerando o volume interno, o número de compartimentos, a classificação climática, entre outros parâmetros. A Tabela 1.1 relaciona a classificação com o índice de eficiência energética no mercado europeu.

Tabela 1.1 - Classes de eficiência energética a partir de 1/7/2014 (adaptado de *Commission Delegated Regulation* 1060, 2010).

Classificação	EEI
A+++ (mais eficiente)	< 22
A++	22 a 33
A+	33 a 42
A	42 a 55
B	55 a 75

O Brasil utiliza uma classificação semelhante, embora, por tratar-se de um país em desenvolvimento e com metas menos rígidas para o consumo de energia, os melhores produtos atingem apenas a categoria A. De acordo com dados da Empresa de Pesquisa Energética (2014), entre 2005 e 2012, a fração de domicílios brasileiros com pelo menos um refrigerador passou de 87,9% para 94,5%, o que significa um aumento de consumo de 4039 GWh. Em 2012, refrigeradores e congeladores foram responsáveis respectivamente por 18% e 5% do consumo de energia elétrica residencial.

Dentro desse contexto, os fabricantes de refrigeradores se sentem obrigados a melhorar constantemente a eficiência energética dos seus produtos, tanto através da introdução de novas arquiteturas de ciclos de refrigeração, como através de melhoramentos pontuais nos componentes. Deve-se mencionar, no entanto, que os componentes do

ciclo estão no seu limiar de eficiência energética, o que justifica a prospecção por alternativas para redução do consumo energético.

Uma delas consiste na redução da carga térmica imposta ao sistema de refrigeração. Parte dessa carga deve-se à abertura de portas e à introdução de alimentos no refrigerador. Outra parte deve-se à taxa de transferência de calor através das paredes do gabinete, induzida pela diferença de temperatura entre o compartimento refrigerado e o ambiente externo. A redução desta parcela da carga térmica é o tema deste estudo.

A taxa de transferência de calor através das paredes do gabinete é determinada predominantemente pela condução unidimensional de calor no material isolante. Tal troca poderia ser reduzida diminuindo-se a diferença de temperatura entre os ambientes externos e internos, mas como tal parâmetro é fixado por normas de classificação energética, esta alternativa não é viável. Outra possibilidade seria aumentar a espessura das paredes do refrigerador, mas essa opção afeta o volume do refrigerador (CHRISTENSEN, 1981). Modificações tanto nas dimensões externas como nas internas são indesejáveis, tanto por padronização de tamanho, como por redução do volume útil disponível ao consumidor.

Sendo assim, a ênfase em materiais isolantes para a redução da condutividade térmica das paredes do refrigerador torna-se um ponto crucial na redução da carga térmica e consequente diminuição do consumo de energia das unidades de refrigeração doméstica.

1.2 CONTEXTO HISTÓRICO

Materiais isolantes, em geral, possuem uma estrutura sólida e ar, ou outro tipo de gás, nas cavidades desta estrutura. De acordo com Baetens et al. (2010) a transferência de calor em materiais isolantes pode ser dividida nas seguintes parcelas: fluxo de calor por radiação, \dot{q}_{rad} [W/m²], fluxo de calor por condução na parte sólida do núcleo, \dot{q}_{cd} [W/m²] e fluxo de calor por condução no gás, $\dot{q}_{cd,g}$ [W/m²]. Para materiais constituídos por pós ou fibras, adiciona-se um termo de acoplamento, \dot{q}_{ac} , pois a transferência de calor total é maior do que a soma das diferentes parcelas, devido à interação entre elas.

$$\dot{q}_{tot} = \dot{q}_{rad} + \dot{q}_{cd} + \dot{q}_{cd,g} + \dot{q}_{ac} \quad (1.1)$$

Segundo o mesmo autor, o termo de acoplamento é normalmente negligenciado devido à sua complexidade. Assim, dividindo a equação anterior pelo gradiente de temperatura ao qual o material é submetido e desprezando o termo de acoplamento, obtém-se a condutividade térmica do material isolante.

$$\lambda_{tot} = \lambda_{rad} + \lambda_{cd} + \lambda_{cd,g} \quad (1.2)$$

Em espumas isolantes a parcela de radiação está relacionada ao tamanho das cavidades da matriz sólida, cuja condutividade térmica depende do material empregado (MONDARDO FILHO, 2012). A condução e a convecção através do gás dependem da própria substância gasosa presente nestes espaços. A influência da convecção no gás é desprezível, porém a condução através desse afeta fortemente a condutividade térmica total de espumas isolantes. A Tabela 1.2 mostra uma estimativa da contribuição de cada parcela na condutividade térmica total de espumas de poliuretano, enquanto a Tabela 1.3 ilustra o efeito do tipo de agente expensor utilizado.

Tabela 1.2 – Condutividade térmica total para espumas de poliuretano (adaptado de Mondardo Filho, 2012).

Contribuição	λ_{rad} - Tamanho da célula	λ_{cd} - Matriz celular	λ_g - Agente expensor
Faixa [mW/m.K]	1 – 4	2 – 5	8 – 26

Tabela 1.3 – Condutividade térmica para diferentes tipos de agente expensor em espumas de poliuretano (adaptado de Mondardo Filho, 2012).

CFC-11	HCFC 141b	HFC 245fa	HC -pentano
Referência	+6 a 8%	+ 6 a 12%	+13 a 17%

Ao longo da história da indústria da refrigeração doméstica, diferentes tipos de isolamento foram utilizados, de acordo com as necessidades de cada época. A Figura 1.1 apresenta a evolução do uso destes isolantes a partir da década de 50 e uma projeção até 2020 (MONDARDO FILHO, 2012). Percebe-se que a condução através do gás representa aproximadamente 75% da condutividade térmica das espumas de poliuretano, enquanto que a radiação e a condução na parte sólida representam algo em torno de 15 e 10%, respectivamente.

A lã mineral foi um dos primeiros isolantes a ser utilizados. De acordo com Bozsaky (2010), o amianto é um mineral fibroso, não

inflamável, conhecido desde a Antiguidade e classificado como lã mineral. Os egípcios utilizavam esse material para dar maior durabilidade às suas roupas, os gregos o empregavam maciçamente em locais expostos ao calor intenso, e os romanos fabricavam roupas, toalhas e guardanapos. Durante a Revolução Industrial, o asbestos tornou-se popular e passou a ser utilizado como isolante em tubos, turbinas a vapor, caldeiras e chaminés. Mais tarde foi aplicado também em eletrodomésticos, como refrigeradores, ferros elétricos e secadores de cabelo. Contudo, seus efeitos nocivos causavam doenças letais, e esse material foi proibido em diversos países a partir de 1906.

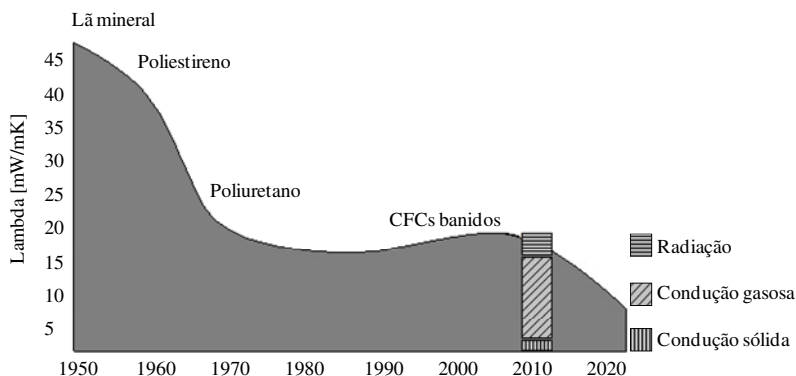


Figura 1.1 - Evolução de materiais isolantes para refrigeradores domésticos (adaptado de Mondardo Filho, 2012).

A fibra de vidro, outro material considerado lã mineral, já era conhecida pelos antigos egípcios e vidraceiros venezianos, que fabricavam fios a partir do vidro quente para enfeitar vasos e outros artigos, mas foi utilizada pela primeira vez como isolante térmico apenas em 1938, por um pesquisador da empresa estadunidense *Owens-Corning Company*. A fibra de vidro é fabricada até hoje a partir de quartzo de areia, pedra calcária, dolomita e 50-60% de vidro reciclado. A matéria-prima, fundida a 1400-1500°C, é forçada por minúsculos furos aquecidos e em seguida resfriada por correntes de ar em alta velocidade. O material resultante consiste em fibras longas e finas, que arranjadas, formam uma malha de baixa condutividade térmica.

De acordo com Bozsaky (2010), em 1822 deu-se o nome de perlita a um tipo de vidro vulcânico natural com considerável teor de água. Embora houvesse alguns registros de uso desse material no Japão em 1929, o uso em larga escala só ocorreu na década seguinte, com a

invenção da perlita expandida em 1938. O estadunidense L. Lee Boyer descobriu que o aquecimento desse material provoca o amolecimento da superfície dos grãos e a transformação da água intrínseca nos poros em vapor, aumentando de 7 a 16 vezes o seu volume. A estrutura celular formada apresenta baixa condutividade térmica, é leve e não é inflamável.

Apesar de conhecido há muito tempo, o poliestireno foi comumente utilizado como isolante térmico a partir do século XX apenas. O poliestireno sintético, derivado do petróleo, foi polimerizado pela primeira vez em 1930, na Alemanha. A espuma de poliestireno, entretanto, foi produzida apenas na década seguinte, nos EUA (BOZSAKY, 2010). O poliestireno extrudado (XPS) é produzido elevando-se a temperatura dos grãos de poliestireno até o ponto de fusão e adicionando-se um agente expensor. A massa resultante é então forçada por uma extrusora, obtendo-se uma estrutura típica de células fechadas com condutividade térmica entre 30 e 40 mW/(m.K). Na produção de poliestireno expandido (EPS), por outro lado, utiliza-se vapor d'água para amolecer a superfície dos grãos e permitir a sua dilatação através dos agentes expansores. A estrutura resultante possui células parcialmente abertas, com condutividade térmica também entre 30 e 40 mW/(m.K) (JELLE, 2011).

Na década de sessenta, os refrigeradores isolados até então com lã mineral passaram a ser isolados com espumas de poliestireno, e, logo em seguida, por espumas de poliuretano (PU). Na época, isso representou um grande avanço, pois permitiu o aumento do volume interno dos refrigeradores, e permitiu a utilização de chapas metálicas mais finas devido à estabilidade estrutural fornecida pela espuma de poliuretano (MORRIS; FOGG, 1978).

Em geral, a espuma de poliuretano é formada pela reação de um isocianato com um ou mais polióis, e do agente expensor. Aditivos como retardantes de chama, catalisadores e surfactantes são também utilizados. Requisitos de processo como velocidade de reação e tempo de desmoldagem estão intimamente ligados com requisitos do produto, como condutividade térmica, estrutura mecânica, impacto ambiental e custos. Esta interdependência de parâmetros limita em maior ou menor grau as melhorias que podem ser alcançadas na espuma de PU para incrementar a sua resistência térmica (MONDARDO FILHO, 2012).

O primeiro agente expensor utilizado foi o CFC-11, que proporcionava espumas de baixa densidade, células fechadas e excelente resistência térmica. Ademais, características como baixa toxicidade, estabilidade química e térmica, sem inflamabilidade e alta

compatibilidade química com outros materiais, tornaram o CFC-11 o agente expensor onipresente àquela época. A estabilidade e longa vida dos CFCs, entretanto, provocam a destruição da camada de ozônio. Por conseguinte, muitos países assinaram o Protocolo de Montreal, cujas diretrizes estabeleceram o banimento da produção e do consumo de CFCs (FELLOWS et al., 1991).

No início da década de noventa, fabricantes de poliuretano para refrigeradores domésticos enfrentaram um impasse entre duas necessidades conflitantes: a eliminação dos gases de depleção da camada de ozônio e a manutenção do consumo de energia dos sistemas de refrigeração existentes, uma vez que as alternativas ao CFC-11 apresentavam maior condutividade térmica, e, consequentemente, maior consumo de energia (SPARROW et al., 1997).

A Figura 1.2 ilustra as estratégias de substituição dos agentes expansores de alto potencial de depleção do ozônio (ODP - *Ozone Depletion Potential*) por agentes de zero ODP. A alternativa referenciada como “*Low Boiling*” refere-se aos agentes expansores que, à temperatura ambiente, estão em estado gasoso, e por isso, formam uma espuma muito forte, de baixa fluidez e de alta densidade durante o processo de expansão do PU, que é pouco atrativa para a indústria de refrigeradores. Nesta opção, o HCFC-22 e o HCFC-142b foram considerados como agentes expansores intermediários e o HFC-134a como agente zero ODP.

Na vertente “*Drop in*” o fluido HCFC-141b, líquido à temperatura ambiente, produz uma espuma de ótima fluidez, além de ser um excelente isolante térmico. Por ser solvente, o uso desse fluido exige a utilização de materiais plásticos especiais e de maior custo. Mesmo assim, muitos fabricantes optaram pelo HCFC-141b numa etapa intermediária de substituição.

Na época, elegeram-se como fluidos zero ODP os agentes expansores HFC-245fa, HFC-356mffm e HFC-365mfc, também líquidos à temperatura ambiente. Dentre estes agentes, o HFC-245fa, apesar de possuir o índice GWP (*Global Warming Potencial*) superior ao do HFC-365mfc, foi o principal substituto do HCFC-141b, uma vez que além ter zero ODP, não é inflamável (ver Tabela 1.4Tabela).

Finalmente, na rota “Direta” o CFC-11 seria substituído diretamente por fluidos de zero ODP: o CO₂ e os isômeros do ciclopentano. O primeiro não foi considerado uma alternativa promissora para refrigeradores domésticos uma vez que possui condutividade térmica e densidade elevadas para ser um agente expensor. Por outro lado, os hidrocarbonetos, em especial os isômeros

do ciclopentano, a despeito de sua flamabilidade e significativa modificação nas unidades fabris para garantir segurança de uso e manuseio, são empregados em larga escala atualmente. A desvantagem do ciclopentano é a redução de performance de isolamento, especialmente para as diferenças de temperatura encontradas no setor de refrigeração doméstica.

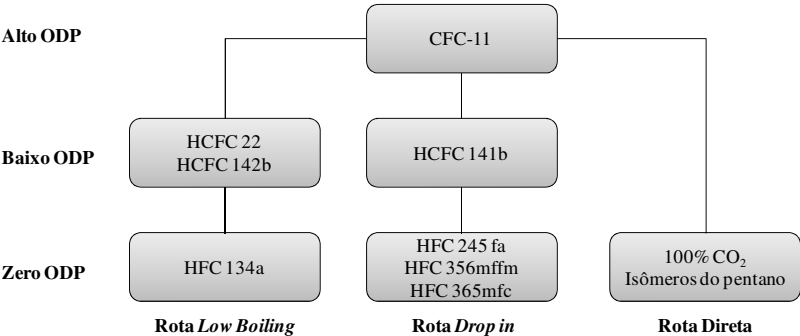


Figura 1.2 - Estratégias para substituição de agentes expansores de alto ODP (adaptado de Sparrow et al., 1997).

Tabela 1.4 - Propriedades de HFCs Drop in (adaptado de Sparrow et al., 1997).

	HCFC 141b	HFC 245fa	HFC 356mffm	HFC 365mfc
Condutividade térmica [mW/(m.K)@10°C]	18,0	18,5	-	19,0
O.D.P.	0,1	0,0	0,0	0,0
G.W.P	630	820	1160	750
Limite de flamabilidade (% vol)	7,6-7,7	0,0	7,3-9,6	3,7-10,6
Variação no consumo de energia esperado (%)	referência	1,0	-	7,0

A escolha das rotas de substituição do CFC-11 foi diferente ao redor do mundo. A Europa decidiu seguir a rota “Direta”, uma vez que a prioridade era a eliminação de fluidos ODP. Já os EUA optaram pela rota “Drop in” para atender as fortes exigências governamentais para a redução do consumo de energia e para garantir sistemas de refrigeração não inflamáveis. A Ásia, por sua vez, optou pelos dois caminhos, dependendo do fabricante de refrigerador.

Em face do exposto, percebe-se que a lã mineral foi um dos primeiros isolantes a ser utilizados no setor, até a introdução do poliuretano na década de 1960, que revolucionou tanto pela alta

resistência térmica como também pela função estrutural. Entretanto, a fabricação da espuma de poliuretano (PU) utilizava o agente expensor CFC-11, extremamente prejudicial à camada de ozônio. Na década de 90, os CFCs foram eliminados do mercado, porém, a condutividade térmica de todos os agentes expansores subsequentes eram superiores, e isso deu origem a uma busca constante por melhores isolantes térmicos.

Com o advento da nanotecnologia, foi possível desenvolver nanomateriais isolantes (NIMs), que consistem em materiais homogêneos com o tamanho dos poros controlados em dimensões típicas de 0,1 nm a 100 nm e que apresentam condutividade térmica global na ordem de 4 mW/(m.K) no início de sua vida útil (JELLE, 2011). Entretanto, esses materiais possuem elevado custo e elevado consumo de energia e produção de CO₂ para sua fabricação e operação (GAO, 2014).

Neste contexto, os painéis de isolamento a vácuo (VIP – *Vacuum Insulation Panel*), conhecidos desde a década de 30, despertaram no mercado de isolamento térmico. A condutividade térmica destes painéis, é de 4 a 5 vezes menor que a condutividade térmica das espumas de poliuretano. (FRICKE et al., 2008).

1.3 PAINÉIS DE ISOLAMENTO A VÁCUO

De acordo com Fricke et al. (2007) este tipo de isolante térmico beneficia-se do vácuo para suprimir a transferência de calor por condução no gás. Trata-se de uma estrutura composta por um núcleo, que é submetido a pressões inferiores a 100 Pa, envolvido por um envelope impermeável aos gases presentes na atmosfera e ao vapor de água (ver Figura 1.3). A função do núcleo é evitar que as paredes do invólucro colapsem.

A tecnologia de produção de VIPs, consiste principalmente nos processos de redução de pressão e selagem do envelope. O processo de selagem pode ser realizado tanto por quatro emendas ao redor do perímetro do painel, quanto por um tubo com uma emenda e duas emendas nos lados remanescentes. A emenda é feita por soldagem das camadas de polietileno (PE) nos lados abertos do invólucro, enquanto a pressão na câmara de despressurização é mantida em alguns centésimos de pascal. Para dar a forma de uma placa plana retangular ao painel, o excesso de invólucro é dobrado e fixo numa de suas faces (ERB, 2005).

De acordo com Baetens et al. (2010), a principal função do invólucro é evitar a permeação de gases presentes no ar, como O₂ e N₂, e do vapor de água para o interior do painel. O alumínio é um material

de baixa permeabilidade a esses gases, porém, de elevada condutividade térmica, provocando pontes térmicas nas bordas do painel. Os polímeros, por outro lado, tem baixa condutividade térmica, porém, elevada permeabilidade aos gases atmosféricos. A solução empregada para a construção dos envelopes de VIPs é a combinação desses materiais em diferentes composições de invólucros multicamadas.

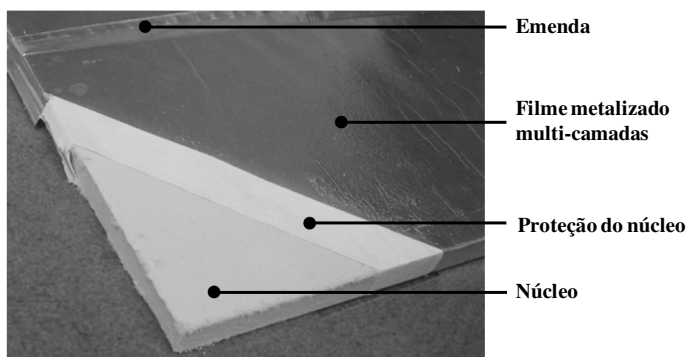


Figura 1.3 – Estrutura de um painel de isolamento a vácuo (adaptado de Johanson, 2012).

Uma possibilidade para compor o invólucro é utilizar a folha metálica, que consiste em uma folha central de alumínio laminada entre uma camada externa de PET (politereftalato de etileno) e uma camada interna de PE, que conferem impermeabilidade, proteção a fissuras e vedação. Outra composição é o filme metalizado, constituído por até três camadas de alumínio de espessura nanométrica cobertas por filmes de PET e uma camada interna de PE. Existe ainda a possibilidade de utilizar o filme polimérico, constituído por diferentes camadas de polímeros, laminadas uma à outra. A permeação de gases e vapor d'água neste tipo de envelope, entretanto, é elevada quando comparada aos demais, e reserva-se esta opção para o uso concomitante de *getters* no núcleo do VIP e para baixas expectativas de vida do painel. A Figura 1.4 exemplifica os dois primeiros tipos de envelope mencionados acima.

Elementos como *getters*, dessecantes e opacificadores podem ser acrescentados ao núcleo dos painéis de isolamento a vácuo para retardar o aumento de pressão no interior destes. *Getters* e dessecantes são utilizados para inibir gases e vapor de água residuais e/ou que passam pelo invólucro do VIP. As pressões internas parciais do vapor de água e dos gases são mantidas até que seja atingida a capacidade dos dessecantes e *getters*. Já os opacificadores, como o carboneto de silício,

por exemplo, são aplicados em núcleos constituídos por sílica pirogênica, para torná-la opaca e, assim, reduzir o efeito da transferência de calor por radiação (BAETENS et al., 2009).

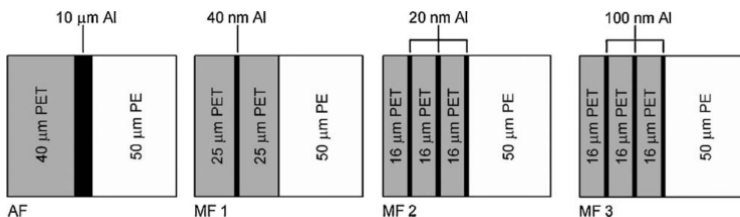


Figura 1.4 - Tipos de envelope para VIPs. (Baetens et al., 2009).

Dependendo das dimensões do painel e de seu invólucro, é possível ocorrer um fenômeno chamado ponte térmica, através do qual o calor é conduzido preferencialmente pelas bordas do painel. Conforme Johansson et al. (2012), a ponte térmica é definida como transmitância térmica linear Ψ [W/(m.K)], multiplicada pelo perímetro do VIP. A magnitude depende da condutividade térmica do centro do painel e da condutividade térmica equivalente do envelope. A espessura do painel, bem como das diferentes camadas do envelope somadas à condutividade térmica do material em torno do VIP influenciam as pontes térmicas. O efeito de ponte térmica devido ao invólucro metalizado diminui conforme se aumenta o tamanho do painel, e é muito menor para filmes metalizados do que para folhas metálicas. Entretanto, o efeito da ponte térmica é facilmente compensado pela superioridade da resistência térmica do painel de vácuo (JELLE, 2011).

Um dos grandes entraves para o uso em massa dos VIPs é o seu elevado custo. De acordo com os dados de Binz (2005), que comparou o custo de diferentes materiais isolantes em outubro de 2004 na Suíça, o preço do m³ de VIP é da ordem de 45 vezes maior que o do m³ de PU com densidade de 30 kg/m³. A Tabela 1.5 compara o custo de diferentes materiais, bem como apresenta a razão entre custo e condutividade. Os valores estão normalizados para o custo da fibra de vidro.

Atualmente o emprego de VIPs em refrigeradores domésticos caracteriza-se como uma das alternativas encontradas para alcançar as exigências de redução de consumo de energia, principalmente de produtos da classe A+++.

Entretanto, seu elevado custo exige estudos quanto ao impacto da área de cobertura e do posicionamento dos painéis sobre o consumo de energia, objetivo principal dessa pesquisa.

Tabela 1.5 – Comparação entre diferentes materiais isolantes (adaptado de Binz, 2005).

	Custo [Custo/m³]	Condutividade [W/m.K]	Custo/resistência [(Custo/m³)/(m.K/W)]
Fibra de vidro 16 kg/m³	1,0	0,036	0,0360
Lã de rocha 50 kg	1,7	0,036	0,0612
EPS 30 kg/m³	2,5	0,035	0,0875
XPS 33 kg/m³	4,2	0,032	0,1344
PU 30 kg/m³	3,0	0,028	0,0840
Cortiça 120 kg/m³	3,4	0,042	0,1428
VIP 1	48,5	0,008	0,3880

1.4 OBJETIVOS

O presente trabalho tem por objetivo principal caracterizar experimentalmente o comportamento térmico de um refrigerador *frost-free* típico, modelo CRM 50, utilizando dezesseis combinações de painel de vácuo para o isolamento térmico.

Considerando o objetivo principal do trabalho, são estabelecidos os seguintes objetivos específicos:

1. Testar e comparar duas amostras de cada refrigerador, para garantir que o processo de injeção de PU com painel de vácuo tenha sido feito com sucesso;
2. Medir a condutância térmica global dos gabinetes (UA) através de testes de fluxo de calor reverso;
3. Realizar testes de consumo de energia em cada amostra;
4. Avaliar experimentalmente o efeito da redução do tamanho do compressor em um gabinete isolado com VIP.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo está organizado em três seções, cada uma analisando diferentes aspectos de isolamento térmico relevantes para o objetivo desta pesquisa. Inicialmente (Seção 2.1), o foco da revisão é dirigido à caracterização de painéis de isolamento a vácuo. A seguir (Seção 2.2), apresentam-se pesquisas referentes ao mapeamento de fontes de carga térmica em refrigeradores domésticos e, finalmente, na Seção 2.3 o impacto dos VIPs em sistemas domésticos é considerado.

2.1 PAINÉIS DE ISOLAMENTO A VÁCUO

O primeiro registro de patente de painéis de isolamento a vácuo foi realizado por um escritório de patentes alemão, em 1930. Vinte e cinco anos depois foi registrada nos EUA a patente US 2700633, na qual se descreve um núcleo de fibra de vidro enclausurado por uma folha de aço. Em 1964 foi descrita na patente US 3153365 o uso de núcleos nano-estruturados. Na década de noventa, várias empresas começaram a produzir painéis de isolamento a vácuo, com diferentes tipos de núcleo, provavelmente motivadas pela extinção de isolantes que continham CFCs. A empresa alemã *Degussa* produzia VIPs com núcleo de sílica precipitada, enquanto a estadunidense *Owens Corning* utilizava núcleo de fibra de vidro em seus painéis denominados *Aura Vacuum Panel*. As empresas estadunidenses *ICI* e *Dow-Chemical* produziram painéis com núcleo de espuma de poliuretano e poliestireno com células abertas, registrando-os como *VACPAC* e *Instill*, respectivamente (FRICKE et al., 2008). O *Aura Vacuum Panel* ainda é produzido, porém, os registros de patente de *VACPAC* e *Instill* foram abandonados. Hoje em dia, os VIPs são produzidos por diversos fabricantes, com diferentes tipos de núcleo e para diversas aplicações. No Apêndice A são apresentadas informações sobre os principais VIPs.

Brodt e Bart (1994) avaliaram numericamente o efeito de dois filmes poliméricos sobre a condutividade térmica efetiva em função da espessura e do comprimento do painel de vácuo, considerando painéis isolados e inseridos em uma parede de poliuretano expandido. Os filmes analisados traziam as seguintes especificações: um de 0,24 mm de espessura e 25 mW/(m.K) de condutividade térmica e outro revestido com três camadas de espessuras diferentes de filme de alumínio (10, 50 e 100 μ m). A Figura 2.1 apresenta os dois cenários para os quais foram feitas as simulações. A condutividade térmica do núcleo do VIP foi considerada igual a 5 mW/(m.K).

Para a configuração que considera o painel isolado, a condutividade térmica efetiva para os dois tipos de invólucro é apresentada na Figura 2.2. O eixo das ordenadas nos gráficos representa a espessura do painel e o eixo das abscissas representa o comprimento do painel. Observou-se que a condutividade térmica efetiva diminui conforme o comprimento do painel de vácuo aumenta, para os dois tipos de filme. Entretanto, no caso do filme polimérico, um painel de pequena espessura e grande comprimento apresentou condutividade térmica idêntica a um painel com grande espessura e de menor comprimento.

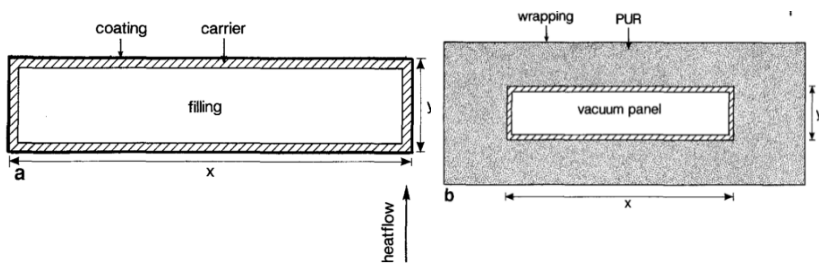


Figura 2.1 – Configurações utilizadas para avaliar os dois tipos de invólucro de painéis de vácuo. À esquerda, ilustração do painel considerado isolado e à direita, ilustração do painel inserido em uma parede de espuma de poliuretano. (Brodt e Bart, 1994).

Para a configuração de VIPs inseridos em uma parede de poliuretano expandido que se assemelha a uma parede de refrigerador que contém painel de vácuo, a condutividade térmica efetiva para os diferentes invólucros é apresentada na Figura 2.3. O eixo das ordenadas nos gráficos representa a espessura do painel e o eixo das abscissas representa o comprimento do painel. Verificou-se para o envelope sem alumínio que a condutividade térmica efetiva reduz com o aumento no tamanho do VIP, e essa redução é quase linear para espessuras de VIP na ordem de 10 cm. Para o invólucro com folhas de alumínio, observou-se que, para pequenos comprimentos de painel, a cobertura de alumínio, perpendicular à direção principal de fluxo de calor, apresenta um “efeito aleta”, ou seja, para uma mesma espessura, o aumento do comprimento do painel tende a aumentar a condutividade térmica efetiva – o contrário do que se deseja – e isso é mais perceptível para maiores espessuras da folha de alumínio. Nota-se ainda que para pequenas espessuras e comprimentos, a condutividade efetiva da parede torna-se semelhante à de uma parede composta apenas por espuma (26,7 mW/(m.K)).

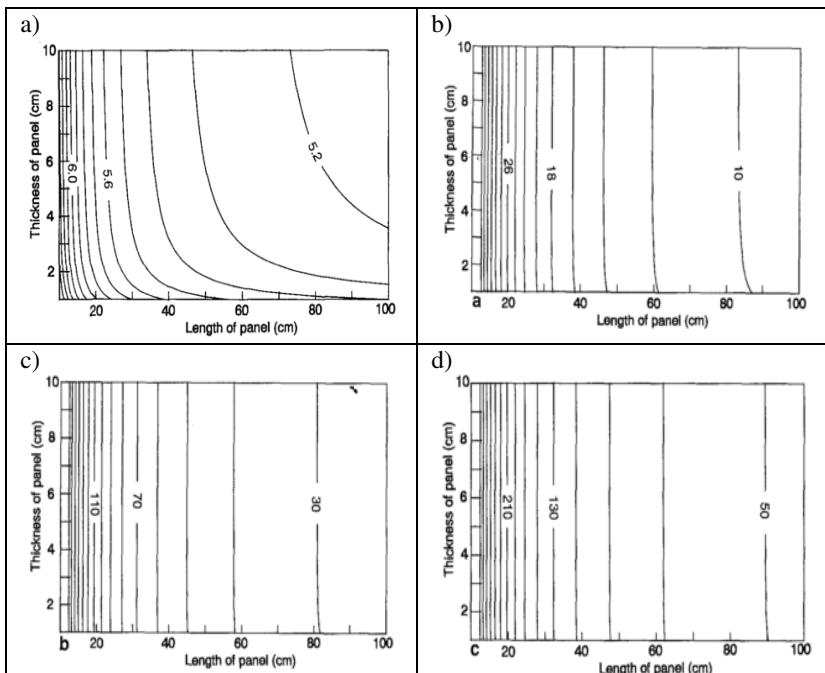


Figura 2.2 – Condutividade térmica efetiva para VIP com diferentes envelopes. a)filme polimérico apenas; b)filme polimérico revestido com 10 μ m de folha de alumínio; c)filme polimérico revestido com 50 μ m de folha de alumínio; d)filme polimérico revestido com 100 μ m de folha de alumínio (Brodt e Bart, 1994).

Fricke et al. (2006) investigaram os efeitos da permeação de gases atmosféricos e de vapor de água sobre os VIPs. Em sua pesquisa, compararam painéis de 0,1 x 0,1 m e de 0,2 x 0,2 m, ambos com espessura de 10 milímetros, núcleo de sílica e diferentes tipos de invólucros. Os autores verificaram que a pressão interna dos painéis armazenados em câmaras a 45°C e umidade relativa de 15% aumentou de forma mais significativa para os painéis menores, o que sugere que a permeação de O₂ e N₂ está relacionada diretamente com o comprimento de aro de vedação do painel, e assim, painéis maiores seriam sempre preferíveis. Para painéis armazenados em câmaras climatizadas a 25°C e a 75% de umidade relativa foi observado que o aumento de massa devido à permeação de vapor de água ocorre preferencialmente pela folha laminada. A degradação do VIP com o tempo é atribuída a esses mecanismos, que provocam o aumento da pressão interna no painel, e consequentemente, de sua condutividade térmica efetiva.

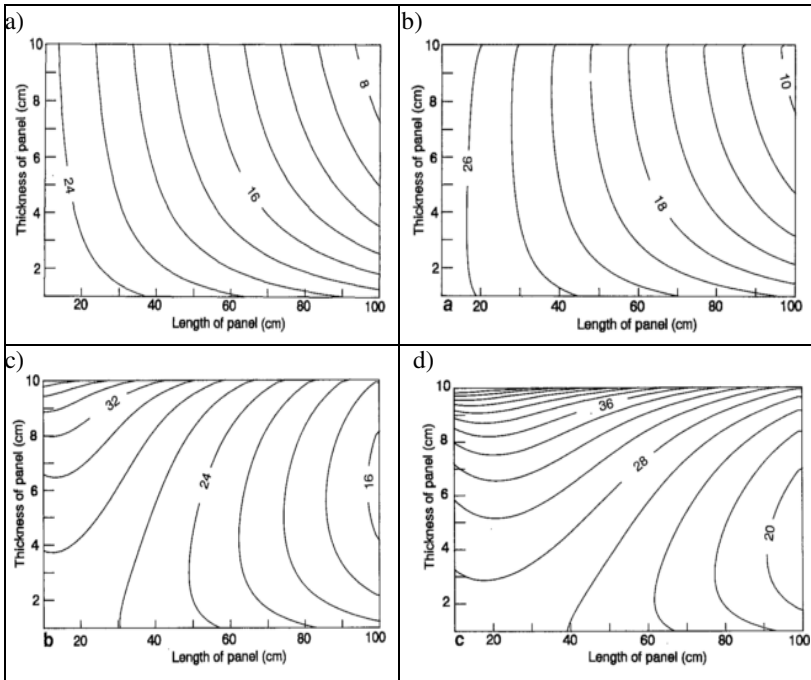


Figura 2.3 – Condutividade térmica efetiva para VIP com diferentes envelopes em uma parede de poliuretano expandido. a) filme polimérico apenas; b) filme polimérico revestido com 10µm de folha de alumínio; c) filme polimérico revestido com 50µm de folha de alumínio; d) filme polimérico revestido com 100µm de folha de alumínio. (Brodts e Bart, 1994).

Estudos no ZAE-Bayern, Alemanha, mostraram a variação da condutividade térmica de diferentes tipos de materiais isolantes utilizados como núcleo de VIPs em função da pressão à qual são submetidos, conforme a Figura 2.4. Constata-se que a fibra de vidro tem a menor condutividade térmica em baixas pressões, porém, acima de 100 Pa, essa propriedade dobra. Ademais, percebe-se que a sílica pirogênica, considerada um nanomaterial, além de ter condutividade térmica pouco sensível ao aumento de pressão interna, possui a menor condutividade térmica à pressão ambiente (FRICKE et al., 2008).

Baetens et al. (2010) propõem que o núcleo do VIP deve ter poros de pequeno diâmetro, para redução da condutividade térmica gasosa, e o material do qual é composto deve ser tão impermeável quanto possível à radiação infravermelha, visando a redução de transferência de calor por radiação. Além disso, deve ter células 100%

abertas, de forma que todo gás interno possa ser removido, e ainda precisa ser resistente à compressão, uma vez que os poros não podem colapsar devido à baixa pressão aplicada no vácuo no painel. Os autores argumentam ainda que muitos materiais orgânicos e inorgânicos com uma estrutura de células abertas estão disponíveis para serem utilizados como núcleo de painéis de isolamento a vácuo. Para cada um deles, uma condutividade térmica específica pode ser definida em função da pressão do gás presente nas cavidades.

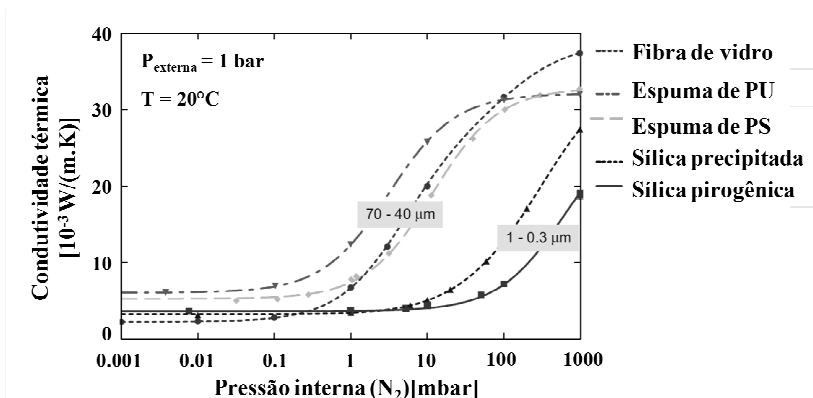


Figura 2.4 – Condutividade térmica de diferentes materiais em função da pressão do ar (adaptado de Fricke et al., 2007).

2.2 CARGA TÉRMICA

O consumo de energia de um gabinete refrigerado é fortemente influenciado pela carga térmica que lhe é atribuída. Define-se como carga térmica a quantidade de calor removido de um refrigerador para manter as temperaturas internas especificadas (HERMES, 2006).

Boughton et al. (1996) analisa a carga térmica sob três perspectivas principais: i) condução unidimensional de calor pelas paredes e portas dos compartimentos, ii) efeitos bidimensionais das bordas e iii) fontes de calor diversas. A primeira é a principal responsável pela infiltração de calor para dentro do ambiente refrigerado (59,1%). Já os efeitos bidimensionais devem-se à condução de calor no flange metálico das portas e do gabinete (12,4%), à infiltração de calor pelas gaxetas (2,7%), à condução de calor no *mullion* somada ao calor gerado por resistências elétricas anti-sudação (9,4%), e finalmente, à infiltração de calor no gabinete causada pelo

aquecimento do flange (4,0%). O último aspecto considerado, as fontes de calor diversas, contempla o motor do ventilador do evaporador (4,9%), a resistência de degelo (5,4%) e a carga térmica imposta pelo próprio compressor devido ao aquecimento das paredes próximas a ele (2,1%). Essas últimas cargas são todas cíclicas, sendo que a primeira e a última atuam durante o tempo de funcionamento do compressor, enquanto que a resistência de degelo atua em média, em intervalos de 10-12h.

A carga térmica em um refrigerador do tipo *all refrigerator*, de 210 litros, foi investigada experimentalmente por Silva (1998). Transdutores de fluxo de calor foram utilizados para mapear a distribuição do fluxo e da taxa de transferência de calor nas faces de um evaporador *roll-bond* e também nas superfícies externas do refrigerador. Através de testes de fluxo de calor reverso (no qual resistências elétricas são distribuídas dentro do gabinete, e assim, inverte-se a direção do fluxo de calor) constatou-se que as superfícies de maior contribuição para a carga térmica imposta ao refrigerador são as superfícies laterais, porta e a superfície posterior. A diferença entre a potência dissipada pelas resistências elétricas e a taxa de transferência de calor medida pelos transdutores de fluxo de calor foi da ordem de 6,6%.

Seidel (2001) apresenta um estudo sobre a distribuição de fluxo de calor em um sistema de refrigeração. O sistema era composto por uma porta, dividido em congelador e refrigerador, com volume interno de 293 litros. Foram utilizados transdutores de fluxo de calor que permitiram a identificação das taxas de transferência de calor através de cada uma das paredes externas. No teste de fluxo de calor reverso, a região mais crítica em relação à taxa de transferência de calor foi a porta (21,5% do total), seguida da parede lateral (19,8%) e da parede traseira. Durante os testes de *pull down* (redução de temperatura), as regiões mais representativas, em ordem decrescente, eram a parede posterior, porta e lateral. A região da gaxeta foi a menos representativa, contribuindo com menos de 1% do total de fluxo de calor.

Thiessen (2011) estudou a distribuição de fluxo de calor em um sistema de refrigeração doméstico do tipo *top-mount* de 110 litros no congelador e 329 litros no refrigerador, com degelo automático e isolado com espuma de poliuretano. Com o auxílio de transdutores de fluxo de calor do tipo tangencial, constatou-se que, com o sistema de refrigeração em funcionamento, o fluxo de calor entre a parede posterior e o condensador é consideravelmente elevado, particularmente na região próxima à travessa (parede comum aos dois compartimentos). A maior taxa de transferência de calor, porém, foi identificada nas paredes lateral

e posterior do refrigerador e a menor taxa de transferência de calor foi identificada na parede inferior do gabinete. Ainda, percebeu-se um potencial de redução da carga térmica imposta ao refrigerador com a melhoria do isolamento na junção entre as paredes lateral e posterior.

De acordo com Yoon et al. (2012), um isolamento térmico balanceado entre as paredes dos compartimentos refrigerados proporciona o menor consumo de energia possível ao sistema de refrigeração. Esses autores desenvolveram uma metodologia para otimizar a espessura das paredes com base na medição da performance do isolamento dos compartimentos refrigerados e na redistribuição do isolamento térmico, mantendo os volumes internos de um refrigerador de duas portas constantes. Verificou-se que é possível encontrar a relação entre as espessuras de isolamento de cada compartimento que minimiza o consumo de energia. Esse procedimento foi empregado em um produto disponível no mercado obtendo-se ganhos de 5,7% em consumo de energia.

Em face do exposto, verifica-se em Boughton et al. (1996), que o isolamento térmico afeta não somente a condução de calor pelas paredes, mas também a carga imposta pelas resistências de anti-sudação, e pelas paredes próximas ao compressor, somando 74,6% da carga térmica total. As principais superfícies de troca de calor tanto na pesquisa de Silva (1998) quanto na pesquisa de Seidel (2001), são porta, parede lateral e parede posterior. Seidel (2001) também aponta que durante o período transiente, a parede posterior tem o papel principal na carga térmica imposta ao sistema, provavelmente devido ao aquecimento dessa parede pelo condensador adjacente. Thiessen (2011) também aponta a parede posterior com considerável fluxo de calor.

Ademais, a pesquisa de Yoon et al. (2012) alerta para a necessidade de um isolamento térmico balanceado no gabinete, ou seja, uma correta distribuição de isolamento, o que evidencia a importância do tema em questão. Portanto, é necessário analisar experimentalmente o efeito da melhoria do isolamento térmico não apenas nas regiões supracitadas, mas também da combinação de configurações de isolamento sobre o consumo de energia.

2.3 GABINETES REFRIGERADOS COM VIP

No início da década de 90, a eliminação do CFC-11 como agente expensor da espuma de poliuretano fomentou a busca por alternativas de isolamento térmico que promovessem redução no consumo de energia. Fine et al. (1992) simularam um refrigerador do tipo *top-mount*

de 510 litros, típico daquela época. O refrigerador continha 70% de área de cobertura por painel de vácuo, de 25 mm de espessura. Os autores distribuíram os painéis em ambas as portas e nas demais cinco superfícies do gabinete, respeitando um espaçamento de 50 mm entre as paredes perpendiculares e entre os painéis do congelador e refrigerador. As simulações com os VIPs resultaram numa redução em torno de 20% no consumo de energia.

Fine et al. (1994) compararam o consumo de energia de um refrigerador do tipo *top-mount* (congelador na parte superior), de 539 litros, isolado por espuma de poliuretano expandida com CFC-11 ao de um protótipo com VIPs nas paredes laterais, posterior e superior. As portas da referência e do protótipo foram testadas com e sem VIP. O protótipo com as portas sem VIP reduziu o consumo de energia em 5% e o protótipo com VIP nas portas o reduziu em 10%. A redução no consumo de energia devido à presença de VIPs apenas nas portas foi de 4%.

Um refrigerador do tipo *top-mount* de 570 litros, com degelo automático e diferentes níveis de isolamento térmico foi analisado através de testes de fluxo de calor reverso por Vineyard et al. (1998). A condutividade térmica das paredes do modelo comercial utilizado como referência era de 0,018 W/(m.K), e a espessura de suas portas eram de 38,1 mm. Além de um protótipo com quatro painéis de vácuo que cobriam 64% da área do congelador (correspondente a 22% da área total), três tipos de portas foram estudados: i) porta referência com VIP de 25 mm de espessura, que cobria 15% da área externa total, ii) porta grossa com 63,5 mm de espessura, iii) porta grossa com VIP. Os resultados mostraram uma redução de 9,6W no calor dissipado no teste de fluxo de calor reverso para o protótipo com VIPs no congelador, e uma redução de 6,3 W para o caso de VIPs apenas nas portas. Além disso, verificou-se que as portas grossas com e sem VIP contribuíram para reduções de 3,7 W e 7 W, respectivamente.

O efeito de VIPs em congeladores verticais comercializados na Europa foi simulado por Clodic e Zoughaib (2000). Foram consideradas quatro configurações, além da original: i) VIP na porta, ii) VIP nas paredes laterais, iii) VIP nas paredes laterais e superior, iv) VIP nas paredes laterais, superior e porta. A redução no consumo de energia calculado foi de 8, 13, 21 e 26%, respectivamente. Os autores desse estudo construíram protótipos para a primeira configuração e obtiveram uma redução de consumo de energia medida em 6,8%.

O isolamento térmico de refrigeradores com VIP foi estudado por Melo e Vieira (2003), utilizando um produto de dois compartimentos do

tipo *bottom mount* (congelador embaixo). Os VIPs foram distribuídos de maneira a ocupar 22% da área total do gabinete, sendo 56% da área total do congelador e apenas 3% da área total do refrigerador. A condutância térmica global (UA) das configurações com e sem VIPs foi avaliada e mostrou-se idêntica para as duas configurações. Advogou-se que os VIPs forçaram uma redistribuição do fluxo de calor para regiões de menor resistência térmica (isto é, só com poliuretano). A região identificada de maior fluxo de calor foi a lateral do refrigerador, em ambas as configurações. A taxa de transferência de calor, por sua vez, foi mais crítica na lateral do refrigerador apenas para a configuração sem painel de vácuo.

Tao et al. (2004) construíram um protótipo de um resfriador de bebidas com VIPs e o compararam com uma amostra de referência através de testes de fluxo de calor reverso. Os painéis de vácuo adotados continham núcleo de poliuretano com células 100% abertas, encapsuladas por um envelope multicamadas constituído por uma camada externa de PET, uma camada de poliamida, uma folha de alumínio e uma camada interna de polipropileno. Foram instalados sete painéis de 0,8 x 0,6 m, com 2 mm de espessura, distribuídos nas paredes laterais e posterior. A condutividade térmica do painel era de 8 mW/(m.K), enquanto a condutividade da espuma de PU expandida com HFC-141b da amostra de referência era de 23 mW/(m.K). A taxa de calor dissipado durante o teste de fluxo de calor reverso para a referência e para a amostra com VIPs foi, respectivamente, de 198,2 W e 176,1 W, o que representa uma redução da perda de calor em 11,1% para o protótipo avaliado.

A pesquisa de Thiessen (2011) utilizou um modelo matemático para avaliar o efeito da redução da carga térmica sobre o consumo de energia. Observou-se que quanto melhor o isolamento térmico, menor é a carga térmica imposta ao sistema e assim, menor a fração de funcionamento do compressor e, por conseguinte, pior o aproveitamento de sua capacidade de refrigeração. Uma análise combinada de diferentes configurações de isolamento térmico com VIPs e compressor, através de simulações, evidenciou que tal aproveitamento pode ser melhorado, com redução no consumo de energia, caso a capacidade do compressor seja reduzida e sua eficiência mantida.

A redução da carga térmica provocada pela utilização de painéis de vácuo foi modelada por Hammond e Evans (2014) com o auxílio *software SolidWorks Flow Simulation*. Para tanto, as paredes de refrigeradores e congeladores domésticos e comerciais foram discretizadas. Dois casos foram analisados: i) paredes isoladas apenas

com PU e ii) paredes isoladas com PU em série com painéis de vácuo. Para o refrigerador doméstico, considerou-se um modelo *top-mount* com o evaporador na parte traseira do congelador, e com painéis de vácuo cobrindo todo gabinete (exceto as extremidades das paredes), como ilustrado na Figura 2.5.

Em todas as simulações considerou-se uma espessura dos painéis de 20 mm. A pesquisa indica que a principal redução da carga térmica ocorre na parede posterior na região do condensador (de 9 para 3,6 W), enquanto que a menor redução ocorre na parede acima do compressor (de 1 para 0,8 W).

Pelas estimativas dos autores, a redução provocada por um painel de 1,00 x 0,44 m colocado na parede posterior atrás do condensador ocasiona em uma economia de energia elétrica de 34,3 kWh/ano, correspondendo a 4,93 euros anuais e a um período de retorno de investimento de 4,7 anos. Para a parede acima do compressor, com área de painel de vácuo de 0,440 x 0,075 m, a economia anual de energia seria de apenas 0,9 kWh/ano, correspondente a 13 centavos de euros anuais e a um tempo de retorno de investimento de 11,8 anos.

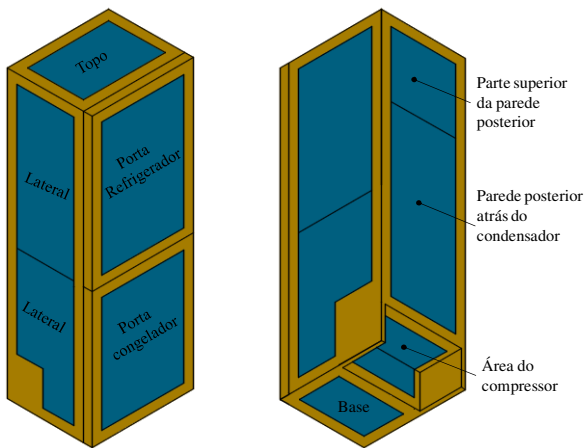


Figura 2.5 - Refrigerador doméstico modelado com VIP e PU (adaptado de Hammond e Evans, 2014).

2.4 SÍNTESE DO CAPÍTULO

A presente análise da literatura revelou que são poucos os trabalhos focados no mapeamento de carga térmica e na aplicação e no efeito de painéis de vácuo em refrigeradores domésticos. As pesquisas

centradas na identificação das fontes de carga térmica, foram feitas considerando o refrigerador isolado somente com poliuretano, ou seja, sem VIPs. Brodt e Bart (1994), Fricke et al. (2006), Fricke et al. (2008) e Baetens et al. (2010) investigaram as características construtivas e as propriedades físicas dos painéis, sem avaliá-los em aplicações reais. Fine et al. (1992), Thiessen (2011), Hammond e Evans (2014) simularam refrigeradores com VIP, porém não compararam suas análises com resultados experimentais.

Em Vineyard et al. (1998), Melo e Vieira (2003), Tao et al. (2004) o problema é estudado de forma integrada, isto é, refrigerador e VIPs compõem um único sistema. Nesses trabalhos a avaliação restringiu-se a testes de fluxo de calor reverso, sem preocupar-se com as fontes de calor inerentes ao ciclo de refrigeração. Com relação a testes de consumo de energia, Fine et al. (1994) consideraram um protótipo com VIP nas paredes laterais, superior e traseira, alternando entre portas com e sem VIP, enquanto que Clodic e Zoughaib (2000), consideraram VIP apenas na porta.

Portanto, percebe-se uma lacuna quanto à existência de dados experimentais de refrigeradores com painéis de isolamento a vácuo. Assim sendo, o presente trabalho contextualiza-se na análise de fluxo de calor reverso e de consumo de energia. Os experimentos foram realizados com dezesseis diferentes combinações de painéis de vácuo em quatro refrigeradores domésticos do mesmo modelo.

3. TRABALHO EXPERIMENTAL

No presente capítulo será descrito todo o aparato experimental utilizado no trabalho, incluindo os refrigeradores, os instrumentos de medição e a câmara de testes, além dos testes realizados e os procedimentos experimentais adotados.

3.1 REFRIGERADORES

Os refrigeradores utilizados no presente trabalho foram construídos com base no modelo Consul CRM50 (ver Figura 3.1). Trata-se de um refrigerador do tipo *top-mount*, com um congelador de 108 litros montado acima de um refrigerador de 329 litros. Seu sistema de refrigeração é constituído por um compressor alternativo, o EMYe 70 CLP, por um condensador arame-sobre-tubo, com 25 fileiras de tubos e 82 arames, por um tubo capilar de 0,63 mm de diâmetro interno e 2,7 m de comprimento e, finalmente, por um evaporador tubo-aletado, com duas fileiras de 10 tubos. Além disso, o sistema possui um trocador de calor interno com 1,4 m de comprimento e uma carga de 50 g de isobutano como fluido refrigerante. Esse modelo foi escolhido pela viabilidade técnica para construção dos protótipos.

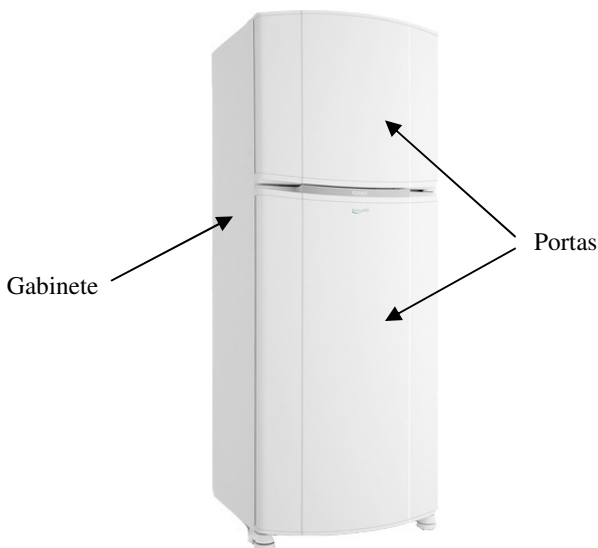


Figura 3.1- Refrigerador doméstico estudado. (Consul, 2015).

Tais refrigeradores foram prototipados com painéis de vácuo tendo como base três configurações identificadas por Baungartner (2011), que simulou a transferência de calor tridimensional para o interior de um gabinete com dimensões praticamente iguais às dos protótipos testados no presente trabalho. Essas simulações foram realizadas na plataforma ANSYS, e foram analisadas situações de condução de calor através das paredes de espuma de poliuretano em série com painéis de vácuo em regime permanente.

A primeira etapa das simulações consistiu em determinar os coeficientes de transferência de calor por convecção natural nas paredes. Para tanto, foi realizada uma simulação de um gabinete fechado, com paredes compostas por espuma de poliuretano em série com painéis de vácuo, e com dimensões correspondentes às de um dos compartimentos do gabinete refrigerado. As temperaturas dos ambientes internos e externos foram arbitradas respectivamente em -10°C e 25°C . Os coeficientes de transferência de calor por convecção foram determinados por meio de correlações da literatura. Para contabilizar os efeitos das gaxetas sobre a carga térmica, elas foram consideradas como paredes ocas com ar em seu interior, e o contato com o refrigerador foi assumido como perfeito.

Finalmente, o gabinete do refrigerador foi simulado através de uma geometria simplificada do produto convencional e, na sequência, foram feitas diferentes combinações de número, área e espessura de painéis de vácuo, bem como de sua distribuição em torno do gabinete e portas, permitindo uma análise do efeito desses painéis sobre a carga térmica imposta ao refrigerador. A partir das simulações, Baungartner (2011) elaborou uma estimativa da variação do fluxo de calor em função da área coberta por painel de vácuo, conforme apresentado na Figura 3.2. As simulações foram realizadas utilizando painéis de 8 mm e 15 mm de espessura.

Para o presente trabalho, foram escolhidas três destas configurações priorizando a viabilidade técnica da construção dos protótipos. Por consequência, foram adotadas configurações cujos painéis de vácuo apresentavam tamanhos comerciais e cuja geometria não prejudicasse a injeção de poliuretano no gabinete. Dessa forma, utilizaram-se apenas painéis de oito milímetros de espessura para a construção dos protótipos. A configuração indicada como zero (referência) corresponde àquela sem painéis de vácuo no gabinete ou portas. As Figuras 3.3 a 3.7 ilustram um esquema das configurações adotadas.

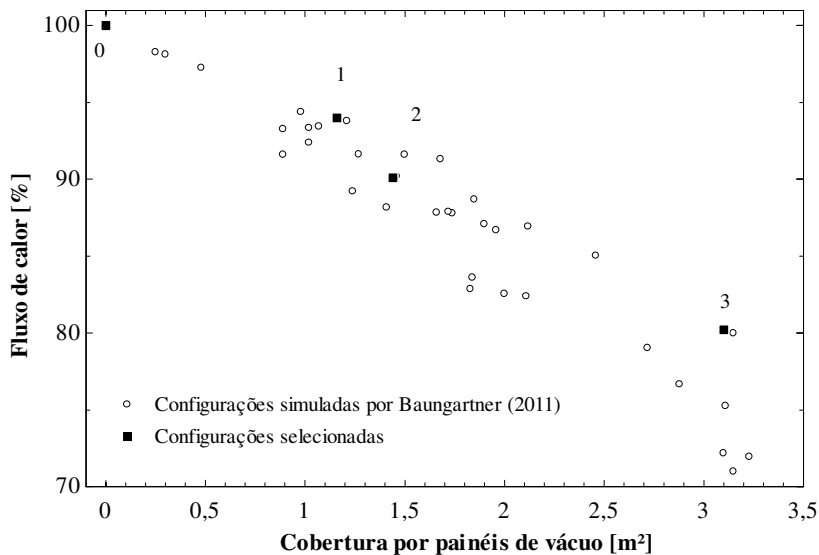


Figura 3.2 – Configurações selecionadas a partir das estimativas de Baungartner (2011). Área superficial do refrigerador: 5,2 m².

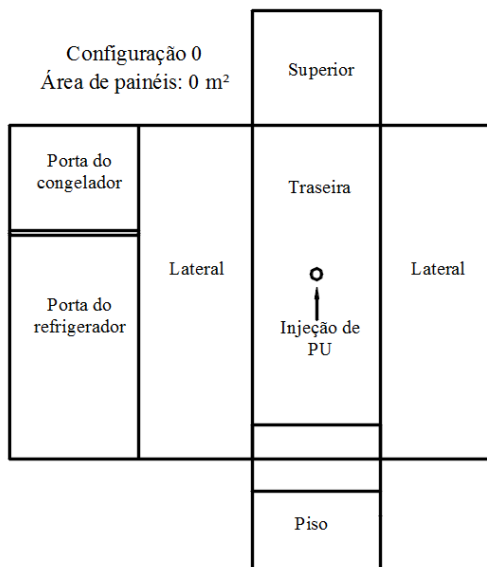


Figura 3.3 – Configuração de referência, sem painéis de vácuo.

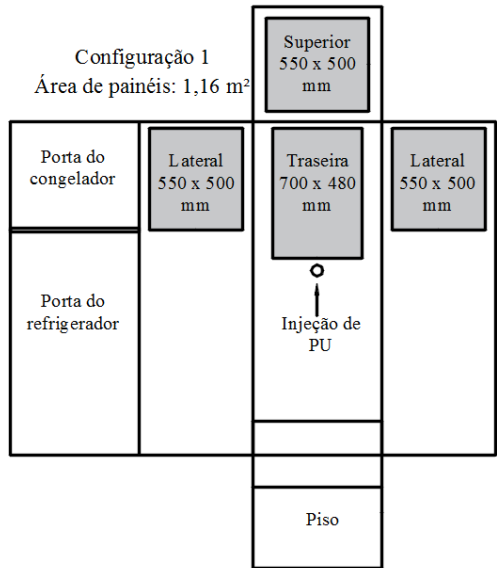


Figura 3.4 – Esquema do posicionamento dos painéis na configuração 1 (adaptado de Baungartner, 2011).

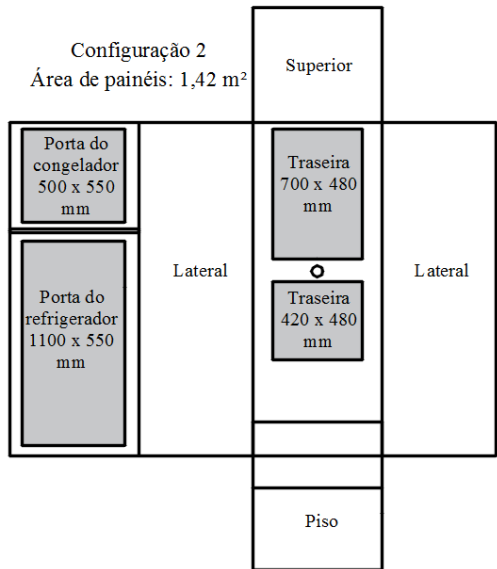


Figura 3.5 – Esquema do posicionamento dos painéis na configuração 2 (adaptado de Baungartner, 2011).

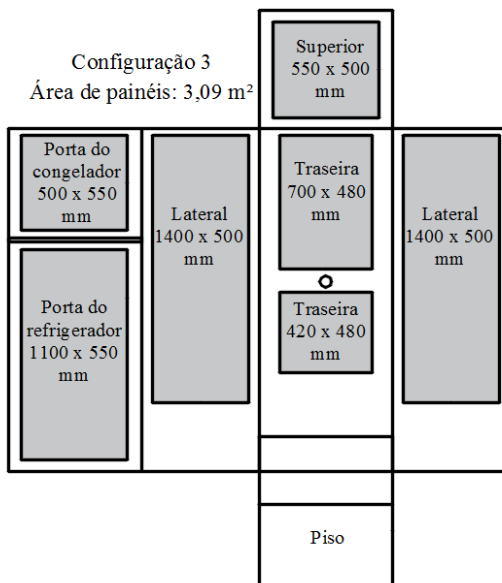


Figura 3.6 – Esquema do posicionamento dos painéis na configuração 3 (adaptado de Baungartner, 2011).

Após estabelecer as configurações dos protótipos, foram construídos seis refrigeradores com painéis de vácuo em série com espuma de poliuretano. Os painéis de vácuo foram fixados na parte interna da parede metálica do gabinete (estrutura externa) utilizando a superfície adesiva de uma de suas faces, como ilustra a Figura 3.7. A fim de evitar a introdução de PU entre o painel e a parede externa do refrigerador durante o processo de injeção, as bordas de todos os painéis foram vedadas com fitas adesivas. O poliuretano foi então injetado entre a superfície metálica com painéis e a superfície plástica do gabinete (estrutura interna). A expansão do poliuretano foi feita pelo cicloisopentano. Os parâmetros de injeção foram mantidos idênticos aos adotados na injeção do modelo referência (sem painéis).

Os painéis utilizados, com espessura de 8 mm, são constituídos por um núcleo de fibra de vidro e por um invólucro de filme laminado multicamadas.

Além dos protótipos construídos (dois protótipos iguais para cada uma das três configurações com painéis de vácuo escolhidas), utilizou-se também um protótipo de referência, sem painéis de vácuo, totalizando portanto, sete protótipos.

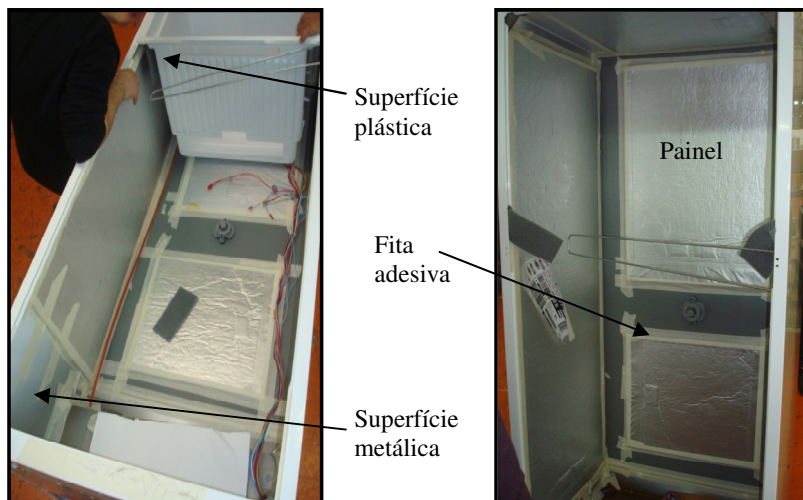


Figura 3.7 – Fixação dos painéis de vácuo

3.2 INSTRUMENTAÇÃO

Todos os refrigeradores foram instrumentados da mesma maneira. Termopares do tipo T para medir a temperatura do ar foram alojados em cilindros de cobre de 15 mm de altura por 15 mm de diâmetro para aumentar sua inércia térmica. Esses sensores foram instalados conforme ilustrado na Figura 3.8, no centro geométrico em diferentes alturas ao longo dos compartimentos refrigerados.

Para monitorar o sistema de refrigeração, termopares do tipo T foram instalados sobre a tubulação de entrada e saída dos principais componentes do ciclo, como mostrado na Figura 3.9. Adicionalmente, transdutores de pressão absoluta de 10 e 20 bar de fundo de escala foram posicionados na sucção e na descarga do compressor, respectivamente.

Resistências elétricas flexíveis (Thermogel), com capacidade máxima de 15 W cada, foram instaladas no interior dos compartimentos refrigerados. Elas são necessárias para a realização do teste de fluxo de calor reverso, descrito adiante. Foram utilizadas cinco e seis resistências elétricas no congelador e refrigerador, respectivamente, como ilustrado na Figura 3.10.

Os termopares foram calibrados nos laboratórios da Embraco, enquanto que os transdutores de pressão foram calibrados no INCT/Polo. As curvas de calibração são relatadas no Apêndice B.

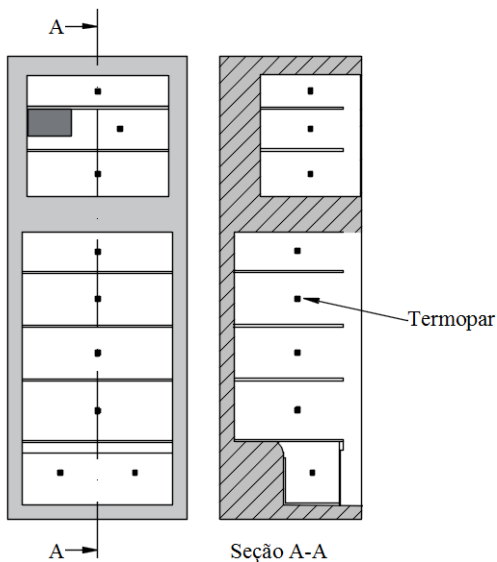


Figura 3.8 – Posicionamento dos termopares no interior do gabinete

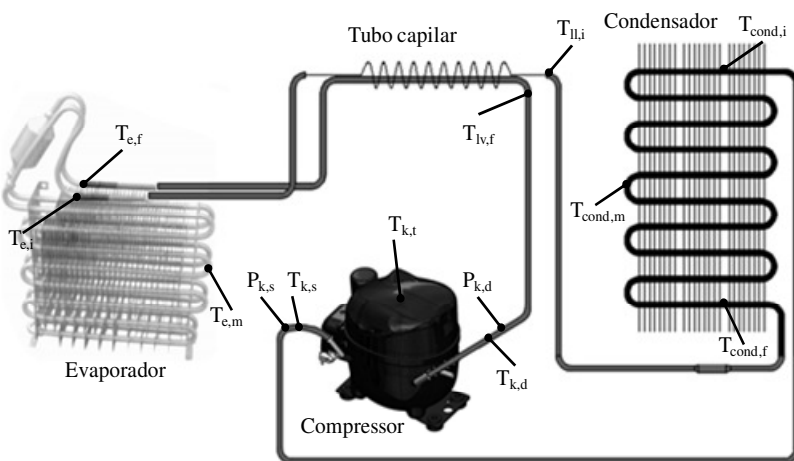


Figura 3.9 – Posicionamento dos termopares e transdutores de pressão no sistema de refrigeração

Os sinais de temperatura, pressão e potência foram registrados por um sistema de aquisição de dados, modelo HP 7500, de 112 canais. As potências consumidas pelo compressor, ventilador e resistências

elétricas foram medidas por dois wattímetros (Yokogawa WT-210 e Yokogawa WT-230).

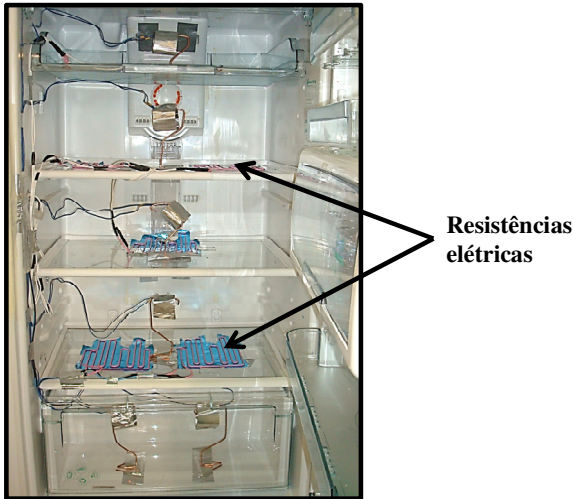


Figura 3.10 – Resistências elétricas instaladas no interior dos compartimentos refrigerados.

3.3 CÂMARA DE TESTES

Os testes foram realizados em uma câmara com temperatura e umidade relativa controladas. A câmara possui dois postos de testes e é constituída por um sistema de refrigeração (compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador), por um sistema de circulação de ar (ventiladores e *damper*), por um conjunto de resistências elétricas e por uma bandeja de umidificação. Uma vista esquemática do ambiente de teste é apresentada na Figura 3.11. Uma parcela da vazão de ar movimentada pelos ventiladores passa pelo evaporador enquanto o restante passa por um *by-pass*. Após a passagem pelos ventiladores, o fluxo de ar é aquecido e segue para o *plenum*, aonde é direcionado para a área de testes. Por último, o ar retorna através do piso perfurado da câmara de testes.

A temperatura é controlada por resistências elétricas moduladas por um controlador do tipo PID (Proporcional-Integral-Derivativo), variando entre $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\pm 0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$). A umidade relativa é mantida entre 30 e 90% ($\pm 1\%$), também através de um controlador do tipo PID, o qual atua sobre uma resistência elétrica imersa em um reservatório de

água (bandeja de umidificação). A câmara foi calibrada e construída visando preservar a velocidade do ar na área de testes entre 0,1 e 0,25 m/s.

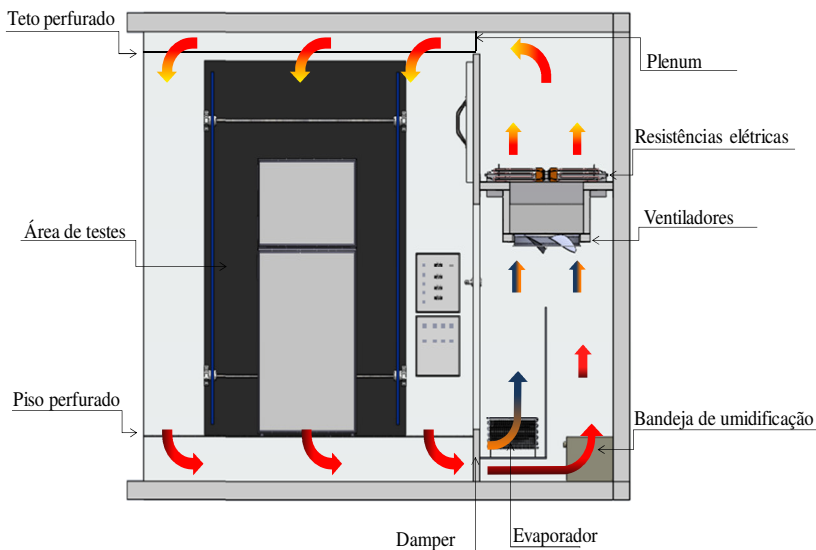


Figura 3.11 - Esquema da câmara de testes (Thiessen, 2011).

3.4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Nas seções a seguir são apresentados os procedimentos e experimentos realizados para caracterizar o comportamento térmico das amostras estudadas. Três tipos de ensaios foram adotados para a avaliação do isolamento térmico das paredes: testes de fluxo de calor reverso, testes de consumo de energia no transiente periódico (cíclico) e testes cíclicos para a determinação do COP de cada compartimento. Além disso, são descritos alguns experimentos adicionais que foram realizados a título de curiosidade, para a avaliação do envelhecimento dos painéis de vácuo.

3.4.1 Teste de fluxo de calor reverso

O objetivo do teste de fluxo de calor reverso é avaliar a qualidade do isolamento térmico das paredes através da medição das condutâncias térmicas globais dos compartimentos, comumente chamadas de UA . A

metodologia de ensaio aqui adotada segue, em linhas gerais, àquelas propostas por Gonçalves et al. (2000) e Sim e Ha (2011), onde o sistema de refrigeração dos produtos é desligado e resistências elétricas são acionadas para aquecer o ar interno, garantindo uma diferença de temperatura em relação ao ar externo. Assim, o sentido do fluxo de calor é inverso ao real, originando assim o nome do ensaio. Durante os testes, o ventilador do evaporador foi mantido ligado para minimizar a estratificação de temperatura ao longo dos compartimentos e também para manter o padrão original de circulação de ar do refrigerador. A Figura 3.12 ilustra esse procedimento.

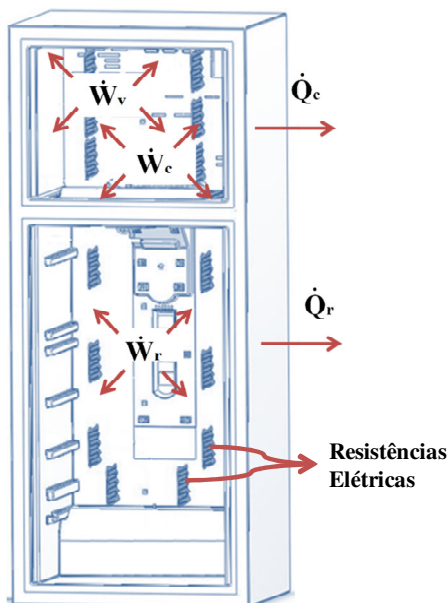


Figura 3.12 – Teste de fluxo de calor reverso (adaptado de Knabben, 2010).

Todos os ensaios foram conduzidos em regime permanente, num ambiente a 18 °C. Os compartimentos de cada refrigerador foram submetidos às condições de operação mostradas na Tabela 3.1, as quais foram escolhidas de forma a criar gradientes de temperatura entre os ambientes interno e externo similares aos encontrados quando o sistema de refrigeração está ligado.

As condutâncias térmicas do refrigerador e do congelador, UA_r e UA_c , respectivamente, foram determinadas ajustando-se a equação que descreve um balanço de energia em torno de todo o refrigerador,

equação 3.1, aos dados experimentais de temperatura e potência por meio do método dos mínimos quadrados. A condutância térmica global, UA , pode ser aproximada como a soma das condutâncias térmicas dos compartimentos. O Apêndice C apresenta detalhes desse procedimento.

Tabela 3.1 – Condições de operação para teste de fluxo de calor reverso

Ponto	1	2	3	4
T_c [°C]	40,3	43,3	48,3	53,0
T_r [°C]	29,1	42,9	47,9	44,9

$$UA_c(T_c - T_a) + UA_r(T_r - T_a) = \dot{W}_c + \dot{W}_r + \dot{W}_v \quad (3.1)$$

Na equação acima, \dot{W}_c e \dot{W}_r representam respectivamente as potências dissipadas pelas resistências elétricas do congelador e do refrigerador, e \dot{W}_v corresponde à potência do ventilador do evaporador. As temperaturas do congelador, T_c , do refrigerador, T_r , foram obtidas através da média dos termopares instalados no topo, no meio e no fundo de cada compartimento. A temperatura ambiente, T_a , foi admitida como a média entre os termopares localizados a uma distância de 0,3 m das laterais e da porta do refrigerador e a 1,0 m de altura em relação ao piso da câmara de testes.

3.4.2 Teste de consumo de energia

O consumo de energia de um sistema de refrigeração é o principal parâmetro para quantificar o desempenho termodinâmico de um refrigerador. De acordo com Hermes et al. (2013), até 2005, a norma internacional ISO 8561 (1995) era utilizada para testar refrigeradores do tipo *frost-free*, sendo então substituída pela norma ISO 15502 (2005). Atualmente, ambas as normas foram integradas na norma internacional IEC 62552 (2015). Em geral, todas elas estabelecem um procedimento similar de teste. O refrigerador deve ser testado de acordo com a sua classificação climática, ou seja, a temperatura ambiente deve ser igual a 25 °C para regiões sub-tropicais (Classe N) ou 32 °C para regiões tropicais (Classe T). Segundo essas normas, o consumo de energia deve ser monitorado durante um período de pelo menos 24 h, considerando um número inteiro de ciclos completos (do compressor) e ao menos dois ciclos de degelo. Adicionalmente, a norma exige que o congelador seja carregado com

pacotes de tilose, uma substância cujo calor específico é equivalente ao de carne congelada.

Para manter uma base de comparação, a temperatura média do refrigerador deve ser ajustada para 5°C enquanto que a do pacote mais quente do congelador deve ser regulada em -18°C (admitindo que este compartimento seja classificado como três estrelas). Devido à dificuldade encontrada para obter temperaturas exatamente iguais a essas, dois testes devem ser realizados: um com temperaturas abaixo dos valores de referência (CE^-) e outro com temperaturas acima dos valores de referência (CE^+). O consumo de energia relativo a cada teste é obtido pela integração da potência total do sistema num intervalo de tempo entre dois degelos consecutivos. De posse de tais valores, obtém-se um consumo interpolado linearmente para 5°C e outro para -18°C (ver Figura 3.13). O consumo final do refrigerador é o maior entre os dois valores anteriores.

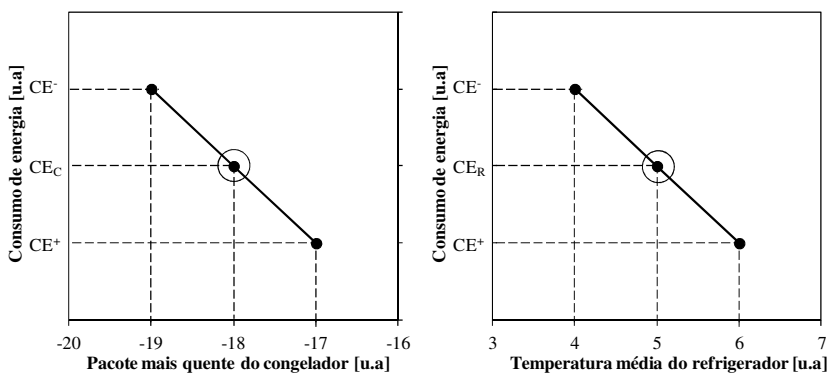


Figura 3.13 – Interpolação do consumo de energia para a temperatura de referência. À esquerda, consumo de energia interpolado para o congelador. À direita, consumo de energia interpolado para o refrigerador.

A fim de contornar as desvantagens associadas às normas internacionais de teste de consumo de energia, uma metodologia similar foi adotada, mas sem considerar a realização de degelos e o uso de pacotes de tilose. Para reduzir o tempo de teste, resolveu-se utilizar um intervalo de integração de cinco horas, considerando apenas ciclos completos de liga-e-desliga do compressor, após o sistema ter atingido um regime transiente periódico de operação.

Para determinar a condição de regime estável, foi levada em consideração tanto a temperatura média do congelador, como do

refrigerador, determinadas de maneira semelhante àquela apresentada no teste de fluxo de calor reverso. Assim, quatro critérios foram definidos. De acordo com o primeiro, o compartimento é dito estável quando o desvio padrão dos valores de temperatura nos picos de cada ciclo (ver Figura 3.14) é inferior ao desvio padrão máximo aceitável, o qual, de acordo com Silva (2008), é estabelecido com base na incerteza de medição da temperatura:

$$DP_p \leq DP_{\max} \quad (3.3)$$

$$DP_p = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (T_i - \bar{T})^2}{(n-1)}} \quad (3.4)$$

onde n é o número de picos e \bar{T} é a temperatura média dos picos.

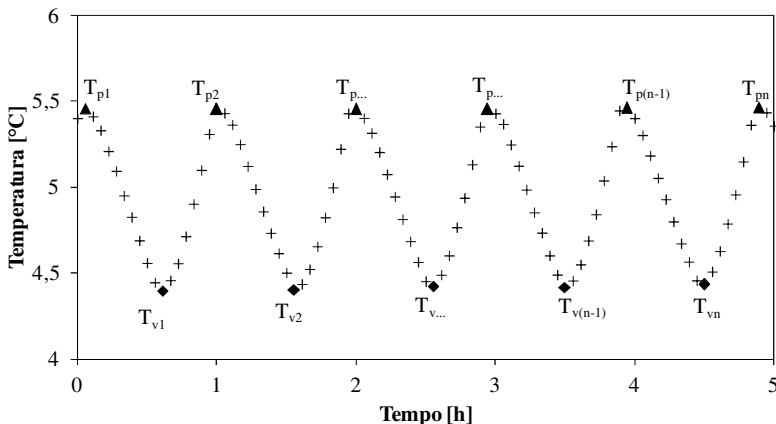


Figura 3.14 - Critério de regime permanente adotado

O segundo critério (equação 3.5) institui que a diferença em módulo entre o maior e o menor valor de temperatura considerando apenas os picos de cada ciclo no intervalo de tempo desejado seja inferior a três vezes o desvio padrão dos valores de temperatura nos picos.

O terceiro e o quarto critério são análogos aos dois primeiros, porém, considerando apenas as temperaturas nos vales de cada ciclo. Dessa forma, por redundância e conservadorismo, cada compartimento foi considerado estável quando todos os critérios foram atendidos. Por

fim, o refrigerador como um todo foi dito estável quando os dois compartimentos também o foram.

$$\left| T_{\max} - T_{\min} \right|_p \leq 3 DP_p \quad (3.5)$$

De modo similar aos padrões internacionais, dois testes foram realizados com cada refrigerador: um com as temperaturas médias dos compartimentos acima e outro abaixo dos valores de referência (-18 °C para o congelador e 5 °C para o refrigerador).

3.4.3 Determinação da performance do isolamento dos compartimentos

São poucos os estudos na literatura que tratam sobre estratégias para melhorar a distribuição de isolamento térmico em refrigeradores com dois compartimentos. Yoon et al. (2012) desenvolveram um método para a otimização da espessura de parede dos compartimentos refrigerados, mantendo o volume de isolamento constante, com base tanto na transferência de calor entre os compartimentos quanto em um parâmetro R , expresso através da equação 3.6, que deve ser o mais próximo possível da unidade para minimizar o consumo de energia.

$$R = \frac{COP_r}{COP_c} \quad (3.6)$$

Na equação acima, o COP de um compartimento refrigerado é definido como a relação entre a capacidade de refrigeração daquele compartimento e a energia consumida pelo sistema para produzir tal capacidade. Em sistemas com um único circuito de refrigeração para ambos os compartimentos, a metodologia proposta pelos autores para medir esses $COPs$ consiste em acrescentar uma carga térmica ($\Delta\dot{Q}_i$) em um dos compartimentos e medir o aumento correspondente da potência do compressor ($\Delta\dot{W}_k$), como indicado na equação 3.7, onde o subíndice i designa o compartimento analisado.

$$COP_i = \frac{\Delta\dot{Q}_{t,i}}{\Delta\dot{W}_{t,i}} \quad (3.7)$$

Os autores investigaram a relação entre a carga térmica adicionada e o aumento no consumo de energia, concluindo que tal relação é linear, para cargas inferiores a 10 W, como apresenta a Figura 3.15.

Nesse trabalho a metodologia de medição do *COP* dos compartimentos refrigerados será utilizada para avaliar casos onde as áreas de cobertura por VIP são semelhantes, porém o consumo de energia é diferente. Isso permitirá identificar o posicionamento de VIPs mais vantajoso em relação à redução do consumo de energia. Deve-se ressaltar que, diferentemente de Yoon et al. (2012), a carga térmica extra não foi fornecida pela resistência de degelo, mas sim pelas resistências de silicone utilizadas nos testes de fluxo de calor reverso.

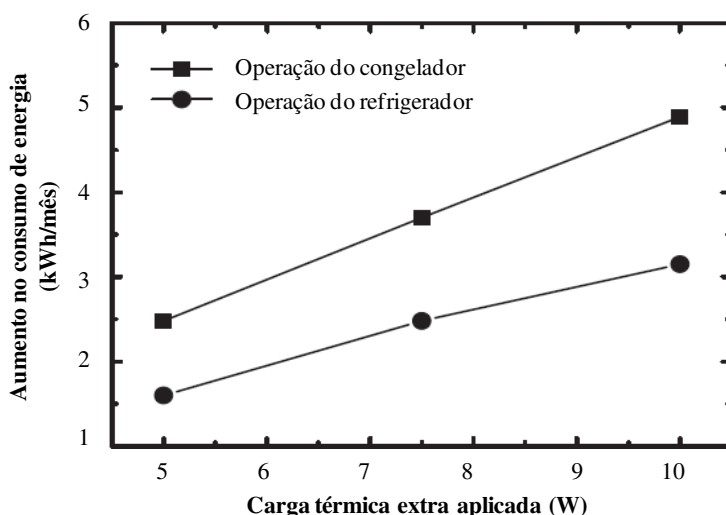


Figura 3.15 - Relação entre aumento no consumo de energia em função da carga térmica adicional aplicada em cada um dos compartimentos (adaptado de Yoon, et al., 2012).

3.4.4 Monitoramento do envelhecimento do VIP

Ao longo de quase três anos, monitorou-se a condutividade térmica de três amostras de VIPs de 0,2 x 0,2 m com composição idêntica àquela dos VIPs utilizados nos gabinetes. A amostra 1 tem espessura de 8 mm (idêntica à espessura dos painéis utilizados), enquanto as amostras 2 e 3 têm espessura de 15 mm. A condutividade

térmica foi medida com o equipamento FOX200, marca LaserComp, que atende aos requisitos da norma ISO 8301 (1991). O equipamento é composto por uma placa fria e uma placa quente, cujas temperaturas são controladas por módulos termoeletrônicos (Figura 3.16). Em cada placa, existe um termopar do tipo “E” e um transdutor de fluxo de calor.

Em todos os testes, foram utilizadas temperaturas de 25 °C e 40 °C respectivamente, nas placas fria e quente. Dessa forma, a condutividade é referenciada a uma temperatura média de 32,5 °C. Os resultados dessa análise são mostrados no Apêndice D.

O envelhecimento dos painéis, quando instalados dentro das paredes do refrigerador, foi avaliado através de testes de fluxo de calor reverso, repetidos dentro de um período de um ano.

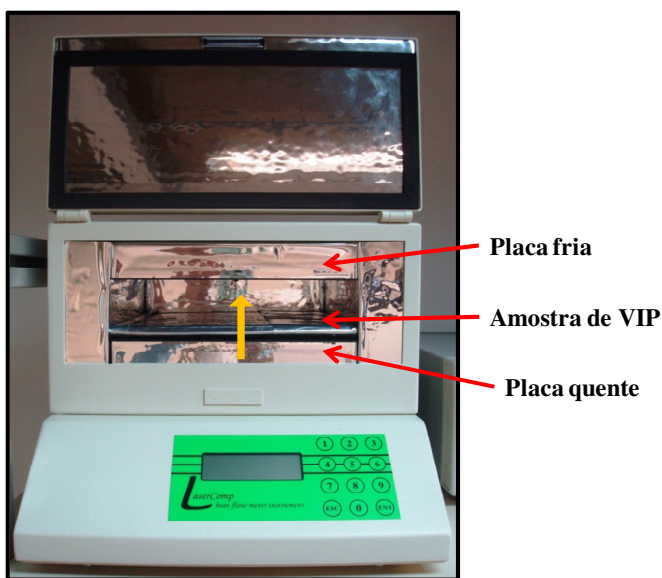


Figura 3.16 – Equipamento para medição de condutividade térmica do VIP

3.5 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Foram construídas duplicatas de três configurações de refrigeradores domésticos isolados com painéis de vácuo a partir de simulações realizadas por Baungartner (2011). Essas simulações foram realizadas na plataforma ANSYS e contemplaram situações de condução de calor em regime permanente. As configurações foram escolhidas com base na viabilidade técnica para a sua construção. Os

protótipos foram instrumentados com termopares, transdutores de pressão e resistências elétricas. Os ensaios realizados para caracterização do comportamento térmico de gabinetes refrigerados isolados com painéis de vácuo consistem essencialmente em testes de fluxo de calor reverso e testes de consumo de energia. Além disso, para complementação da análise, ensaios para determinar o coeficiente de performance dos compartimentos e para monitorar o envelhecimento dos painéis também foram realizados. A execução dos testes e os respectivos resultados são discutidos no capítulo a seguir.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados dos testes descritos no capítulo anterior serão apresentados e discutidos a seguir. A Seção 4.1 apresenta os testes realizados para verificação das duplicatas. As Seções 4.2 e 4.3 apresentam os resultados para os testes de fluxo de calor reverso e de consumo de energia. Finalmente, a Seção 4.4 apresenta uma análise matemática e estatística dos dados obtidos experimentalmente.

4.1 VERIFICAÇÃO DAS AMOSTRAS

Para verificar se os refrigeradores foram construídos a contento, foram realizados testes de consumo de energia e de fluxo de calor reverso em cada um dos protótipos.

Durante os testes de consumo de energia, os controles de temperatura do congelador e do refrigerador foram mantidos na posição média e a temperatura da câmara foi mantida em 25°C em todos os ensaios. Os resultados apresentados na Tabela 4.1 representam valores médios, obtidos ao longo de cinco ciclos. O cálculo da incerteza de medição do consumo de energia está apresentado, em detalhes, no Apêndice C.

Tabela 4.1- Verificação das amostras

Protótipo	Temperatura			Consumo de energia	Fração de funcionamento
	Ambiente	Congelador	Refrigerador		
	[°C]	[°C]	[°C]		
0	24,7	-21,0	3,7	38,8 ($\pm 0,7$)	47,6
1.1	24,7	-20,3	2,0	37,5 ($\pm 0,6$)	46,0
1.2	25,2	-19,7	2,0	36,4 ($\pm 0,8$)	41,7
2.1	24,6	-20,5	2,9	34,0 ($\pm 0,6$)	40,4
2.2	24,6	-20,6	2,7	35,5 ($\pm 0,6$)	44,4
3.1	24,6	-20,0	2,3	31,8 ($\pm 0,6$)	39,1
3.2	24,7	-20,0	3,5	30,2($\pm 0,6$)	35,2

A despeito das pequenas diferenças de temperatura nos compartimentos refrigerados, observa-se que o comportamento dos protótipos do mesmo tipo, medido pela potência consumida e pela fração de funcionamento do compressor, é semelhante, o que comprova o sucesso do processo de injeção.

As amostras foram ainda submetidas a testes de fluxo de calor reverso, cujos resultados encontram-se na Tabela 4.2. A partir deles,

calculou-se a condutância térmica global, de acordo com o procedimento descrito na Seção 3.4.1. Os valores obtidos são mostrados na Tabela 4.3. A temperatura média ambiente foi mantida em 17,5°C em todos os testes. Detalhes sobre a determinação da incerteza de medição do parâmetro UA podem também ser encontrados no Apêndice C.

Tabela 4.2 – Resultados de testes de fluxo de calor reverso

Gabinete	Teste	Temperatura [°C]		Potência dissipada [W]		
		Congelador	Refrigerador	Congelador	Refrigerador	Ventilador
0	1	40,3	29,1	8,3	9,3	8,5
	2	43,3	42,9	7,1	29,3	8,5
	3	48,3	47,9	9,9	34,9	8,4
	4	53,0	44,9	15,1	28,8	8,4
1.1	1	39,6	29,2	5,3	9,8	8,5
	2	43,0	42,3	5,1	27,6	8,5
	3	48,0	47,6	7,5	34,3	8,5
	4	53,4	44,4	11,9	27,8	8,4
1.2	1	37,9	30,0	3,4	11,8	8,5
	2	42,0	42,9	3,7	29,1	8,5
	3	47,5	47,9	6,6	35,3	8,5
	4	52,8	44,5	11,6	29,0	8,4
2.1	1	38,6	28,9	9,2	6,2	8,3
	2	43,7	42,9	6,4	25,8	8,3
	3	48,0	47,1	9,1	30,5	8,2
	4	52,9	45,0	15,9	23,9	8,2
2.2	1	38,6	29,0	7,8	7,8	8,3
	2	43,5	42,9	6,7	26,7	8,3
	3	47,5	48,7	7,6	34,4	8,3
	4	52,8	44,7	15,3	25,2	8,3
3.1	1	39,0	29,7	8,5	5,4	8,3
	2	42,7	42,9	3,8	23,5	8,3
	3	47,9	48,0	6,7	29,8	8,3
	4	53,0	44,9	15,1	20,5	8,2
3.2	1	38,4	31,7	9,2	6,0	8,6
	2	42,7	43,7	2,5	27,7	8,4
	3	47,9	48,1	6,1	31,0	8,4
	4	52,9	45,2	8,3	9,3	8,5

Como pode ser observada, a variação da condutância térmica global para protótipos do mesmo tipo é pequena e se manteve dentro da

incerteza de medição do experimento. Isso, uma vez mais, reforça o sucesso do processo de injeção dos produtos.

Além dos testes anteriores foram também obtidas imagens termográficas de algumas amostras para verificar a integridade física (ausência de perfurações) dos VIPs após o processo de injeção de PU, apresentadas no Apêndice E.

Tabela 4.3 - Condutância térmica dos protótipos construídos

Gabinete	Condutância térmica [W/K]		
	Congelador	Refrigerador	Global
0	0,50 ($\pm 0,03$)	1,25 ($\pm 0,05$)	1,75 ($\pm 0,06$)
1.1	0,41 ($\pm 0,03$)	1,25 ($\pm 0,06$)	1,66 ($\pm 0,06$)
1.2	0,43 ($\pm 0,03$)	1,24 ($\pm 0,05$)	1,67 ($\pm 0,06$)
2.1	0,53 ($\pm 0,03$)	1,07 ($\pm 0,05$)	1,60 ($\pm 0,06$)
2.2	0,52 ($\pm 0,03$)	1,11 ($\pm 0,05$)	1,63 ($\pm 0,06$)
3.1	0,43 ($\pm 0,03$)	1,04 ($\pm 0,05$)	1,47 ($\pm 0,06$)
3.2	0,48 ($\pm 0,03$)	1,00 ($\pm 0,04$)	1,48 ($\pm 0,05$)

Após essa análise preliminar concluiu-se que a construção dos protótipos foi adequada. Para dar continuidade ao trabalho, escolheu-se um protótipo de cada tipo, incluindo a referência. Com o intuito de aumentar o número de configurações de painéis de vácuo avaliadas, as portas com e sem VIP foram trocadas entre si. Dessa maneira, foi possível avaliar 16 amostras (ver Apêndice F) com diferentes áreas de VIP em torno dos compartimentos refrigerados.

A Tabela 4.4 apresenta a nomenclatura utilizada para identificar a combinação de portas utilizada nas amostras. A primeira letra refere-se à porta do congelador, e a segunda letra, à porta do refrigerador. Portas sem VIP são representadas pela letra *S* e portas com VIP são representadas pela letra inicial do respectivo compartimento. A configuração de painel de vácuo no gabinete (desconsiderando as portas) permanece denotada de 0 a 3, conforme Figuras 3.3 a 3.6. A Tabela 4.5 apresenta a área total de painéis em cada amostra, bem como a área de painéis em cada compartimento.

Tabela 4.4 – Combinações de portas

Variação	Descrição
SS	Sem VIP nas portas
CS	Com VIP apenas na porta do congelador
SR	Com VIP apenas na porta do refrigerador
CR	Com VIP em ambas as portas

Tabela 4.5 – Áreas cobertas por VIP em cada amostra

Amostra		Área de painéis			
Gabinete	Portas	Total		Refrigerador	Congelador
		[m ²]	[%]	[m ²]	[m ²]
0	SS	0,000	0,0	0,000	0,000
	CS	0,275	5,0	0,000	0,275
	SR	0,605	11,0	0,605	0,000
	CR	0,880	16,1	0,605	0,275
1	SS	1,161	21,2	0,056	1,105
	CS	1,436	26,2	0,056	1,381
	SR	1,766	32,3	0,659	1,105
	CR	2,041	37,3	0,659	1,381
2	SS	0,538	9,8	0,257	0,281
	CS	0,813	14,8	0,257	0,557
	SR	1,143	20,9	0,863	0,281
	CR	1,418	25,9	0,863	0,557
3	SS	2,213	40,4	1,106	1,105
	CS	2,488	45,4	1,106	1,381
	SR	2,818	51,5	1,712	1,105
	CR	3,093	56,5	1,712	1,381

4.2 TESTES DE FLUXO DE CALOR REVERSO

Os resultados desses testes, para todas as 16 amostras, são apresentados na Tabela 4.6. As incertezas de medição foram estimadas conforme apresentado no Apêndice C e os parâmetros medidos, necessários ao cálculo do *UA* encontram-se no Apêndice G.

A Figura 4.1 ilustra a relação entre a condutância térmica global e a área de cobertura por VIPs, podendo-se identificar um comportamento aproximadamente linear entre esses parâmetros. Nota-se ainda que, de maneira geral, o acréscimo de VIP nas portas do refrigerador (SR e CR) reduz o *UA* de todas as configurações.

Observa-se também que o *UA* das amostras CS0, CS1, SS2 e CS2 são praticamente iguais ao da amostra SS0, que não utiliza VIPs. Mesmo considerando-se as incertezas de medições envolvidas, a adição de 1,436 m² de VIP (amostra CS1) não afetou o nível de isolamento térmico do produto. Situações semelhantes foram identificadas comparando-se as amostras SR0 e CR0, SR1 e CR1, e CR2 e SS3.

Observa-se ainda que as amostras CS1 e CR2 possuem a mesma área de cobertura, mas *UA* distintos. De acordo com Gonçalves et al. (2000), a troca térmica pela travessa é influenciada pelos *UAs* dos compartimentos. Assim, o posicionamento dos VIPs em um ou outro

compartimento poderia ter impacto sobre a condutância térmica global do gabinete. Essas observações voltarão a ser discutidas neste trabalho.

Tabela 4.6 - Condutância térmica global para todas as configurações

Amostra		Condutância térmica [W/K]		
		Congelador	Refrigerador	Global
0	SS	0,50 ± (0,03)	1,25 ± (0,05)	1,75 ± (0,06)
	CS	0,54 ± (0,03)	1,22 ± (0,05)	1,77 ± (0,06)
	SR	0,52 ± (0,03)	1,19 ± (0,05)	1,72 ± (0,06)
	CR	0,50 ± (0,03)	1,22 ± (0,05)	1,71 ± (0,06)
1	SS	0,41 ± (0,03)	1,25 ± (0,06)	1,66 ± (0,06)
	CS	0,54 ± (0,03)	1,20 ± (0,05)	1,76 ± (0,06)
	SR	0,48 ± (0,03)	1,20 ± (0,05)	1,68 ± (0,06)
	CR	0,45 ± (0,03)	1,23 ± (0,05)	1,67 ± (0,06)
2	SS	0,48 ± (0,03)	1,26 ± (0,05)	1,74 ± (0,06)
	CS	0,45 ± (0,03)	1,31 ± (0,05)	1,77 ± (0,06)
	SR	0,50 ± (0,03)	1,20 ± (0,05)	1,69 ± (0,06)
	CR	0,52 ± (0,03)	1,11 ± (0,05)	1,63 ± (0,06)
3	SS	0,50 ± (0,03)	1,11 ± (0,05)	1,61 ± (0,06)
	CS	0,51 ± (0,03)	1,08 ± (0,05)	1,59 ± (0,06)
	SR	0,52 ± (0,03)	1,03 ± (0,05)	1,55 ± (0,06)
	CR	0,43 ± (0,03)	1,04 ± (0,05)	1,47 ± (0,06)

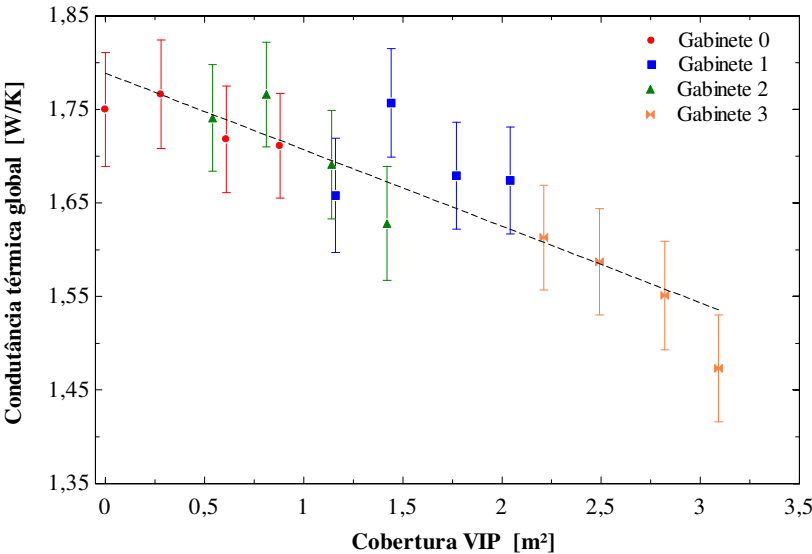


Figura 4.1- Condutância térmica global em função da área coberta por VIP

Para monitorar os efeitos de envelhecimento dos painéis de vácuo nos gabinetes refrigerados e assim, evitar deturpações na interpretação dos resultados, o teste de fluxo de calor reverso foi repetido para uma das amostras com VIP no intervalo de um ano. Detectou-se um aumento percentual de 2,8% no UA , o que foi considerado não significativo por se enquadrar dentro da incerteza de medição do experimento, e, portanto, descartou-se os efeitos de envelhecimento para os VIPs embutidos nos protótipos.

4.3 TESTES DE CONSUMO DE ENERGIA

A Tabela 4.7 mostra os resultados dos testes de consumo de energia realizados em cada amostra, utilizando como temperaturas de referência -18°C no congelador, 5°C no refrigerador, e 32°C no ambiente. Os resultados dos testes acima e abaixo dessas temperaturas, utilizados para a interpolação, bem como outras variáveis medidas, são apresentados no Apêndice G.

Tabela 4.7 - Resultados teste de consumo de energia a 32°C ambiente

Amostra		Temperatura		Consumo de energia [kWh/mês]	Fração de funcionamento [%]
		Evaporação	Condensação		
		[$^{\circ}\text{C}$]	[$^{\circ}\text{C}$]		
0	SS	-24,5	48,0	51,3 ($\pm 1,2$)	55,5
	CS	-24,6	47,0	51,7 ($\pm 1,4$)	56,8
	SR	-24,7	46,8	50,6 ($\pm 1,5$)	55,6
	CR	-25,8	47,6	48,9 ($\pm 1,0$)	53,2
1	SS	-25,2	46,6	49,7 ($\pm 1,4$)	54,8
	CS	-25,8	47,0	47,9 ($\pm 1,4$)	51,5
	SR	-25,8	47,3	46,6 ($\pm 2,3$)	49,6
	CR	-26,1	46,7	46,8 ($\pm 1,5$)	50,9
2	SS	-25,0	47,9	48,7 ($\pm 1,4$)	53,3
	CS	-24,9	49,0	47,8 ($\pm 1,1$)	51,0
	SR	-24,4	49,5	49,2 ($\pm 0,5$)	52,0
	CR	-25,0	47,4	45,1 ($\pm 1,3$)	50,1
3	SS	-26,2	46,4	45,2 ($\pm 0,9$)	49,7
	CS	-26,5	46,2	44,9 ($\pm 1,0$)	49,6
	SR	-26,9	46,1	43,8 ($\pm 0,9$)	48,5
	CR	-26,6	45,6	41,3 ($\pm 0,6$)	46,2

Verifica-se que acrescentar VIP na porta do refrigerador (configurações SR e CR) reduz o consumo de energia para todas as

amostras (exceto SR2), entretanto, em valores absolutos e percentuais diferentes para cada configuração.

O acréscimo de VIP na porta do congelador (configurações CS e CR) reduziu o consumo de energia para a grande maioria das amostras, mas também não foi possível detectar um padrão nessa redução.

Examinando com mais cuidado as amostras SS0 e CS0, percebe-se que a diferença entre elas é a presença de VIP na porta do congelador da amostra CS0, entretanto, ambas apresentam consumo de energia e UA semelhantes. Isso demonstra que esse painel, nessa posição e configuração de produto, não cumpre a sua função. Situação análoga é apresentada pelas amostras SR1 e CR1.

Por outro lado, embora haja semelhança entre o UA das amostras SR0 e CR0 e entre o UA das amostras SS2 e CS2, a adição de VIP na porta do congelador provocou uma redução de 3,4% e 1,8% no consumo de energia, respectivamente.

A Tabela 4.8 mostra a queda percentual e absoluta do consumo de energia com a instalação de VIP em ambas as portas para os diferentes gabinetes. Verifica-se que a queda de consumo de energia é semelhante para os gabinetes 0 e 1 (2,4 e 2,9 kWh/mês), e para os gabinetes 2 e 3 (3,6 e 3,8 kWh/mês). Isso sugere que o efeito de adicionar VIPs nas portas é amplificado pela presença de VIPs nas paredes posteriores do produto.

Tabela 4.8 - Efeito de acrescentar VIP em ambas as portas.

Gabinete	Cobertura VIP no gabinete apenas	Δ CE	
	[m ²]	[kWh/mês]	[%]
0	0,000	2,4	4,7
1	1,161	2,9	5,8
2	0,538	3,6	7,4
3	2,213	3,8	8,5

A relação entre o consumo de energia com a área de painéis é apresentada graficamente pela Figura 4.2. Como esperado, a tendência é semelhante à ilustrada na Figura 4.1. Observa-se que o acréscimo de VIP somente nas paredes traseiras dos compartimentos (SS2), reduz em 5% o consumo de energia em relação à referência (SS0). Se também for adicionados VIPs nas portas (CR2), a redução no consumo de energia é na ordem de 12%. Finalmente se, além disso, for acrescentado VIP nas paredes laterais dos dois compartimentos e no superior (CR3), a redução no consumo de energia passa a ser de 19,5%. Entretanto, nota-se que há situações em que o acréscimo de VIP não provoca a redução esperada,

como pode ser constatado ao comparar a amostra CS1 com a amostra SS2. A primeira tem 67% a mais de área coberta por VIP do que a segunda, porém a redução no consumo de energia é apenas 1,6% maior para a amostra com maior área de VIP.

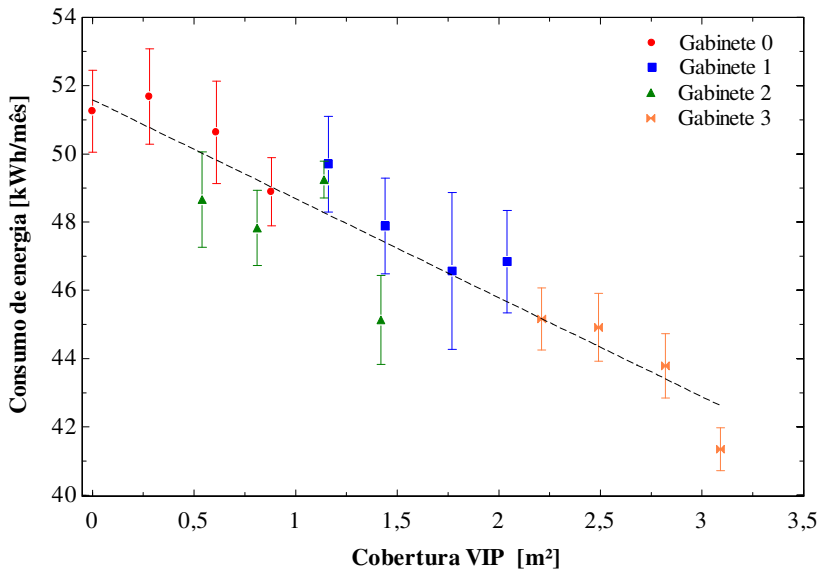


Figura 4.2 - Consumo de energia *versus* área coberta por VIPs

Observa-se ainda que amostras com mesma condutância térmica global (SS0, CS0, CS1, SS2 e CS2), apresentam níveis de consumo de energia distintos, SS0 e CS0, da ordem de 51 kWh/mês e CS1, SS2 e CS2 da ordem de 48 kWh/mês.

Pode-se ainda analisar as amostras CS1 e CS2, ambas com VIP na parede traseira do congelador e também na porta deste compartimento. No entanto, a primeira possui VIP nas paredes laterais do congelador e superior do congelador (0,825 m²), enquanto que a segunda possui VIP na parede posterior do refrigerador (0,202 m²). Com base nesses dados, conclui-se que a adição de uma menor área de VIP na parede posterior do refrigerador é equivalente (mesmo UA e consumo de energia) a adição de uma maior área de VIP nas paredes superior e laterais do congelador. Isso demonstra que a introdução de painel de vácuo na parede traseira do refrigerador possui um significativo impacto sobre o consumo de energia, por baixar a transferência de calor entre o condensador e os compartimentos

refrigerados. Além disso, uma diferença fundamental entre a localização desses painéis é que no caso de maior área de painel, a camada externa da parede é metálica, enquanto que no caso de menor área de painel, a camada externa da parede é polimérica. Uma vez que a condutividade térmica dos polímeros é duas ordens de grandeza inferior a do aço, a redistribuição das linhas de fluxo de calor em função da baixa condutividade térmica dos VIPs é reduzida na região em que a superfície externa é polimérica. Uma análise sobre a influência da condutividade térmica do material da superfície externa das paredes é apresentada no Apêndice I.

Esse mesmo comportamento pode ser identificado comparando-se as amostras SS1 (1,161m² de VIP) e SS2 (0,538m² de VIP), que também apresentam consumos de energia parecidos. A única distinção reside na ausência de painel de vácuo na porta do congelador.

As amostras CR2 e SS3, com áreas de cobertura distintas, também apresentaram o mesmo *UA* e consumo de energia. As duas amostras utilizam painéis de vácuo na parede posterior do congelador e refrigerador. A primeira possui painéis de vácuo nas duas portas, enquanto que a segunda possui painéis nas laterais de ambos os compartimentos e na superfície superior do congelador. Pode-se concluir, portanto, que a alocação de painéis em duas portas possui um maior efeito sobre o consumo de energia do que a colocação de painéis nas paredes laterais e superior, devido às áreas de cobertura envolvidas.

Esses resultados indicam que a utilização de VIPs deve considerar o isolamento térmico de ambos os compartimentos refrigerados, bem como o seu posicionamento, visto que a melhoria de isolamento térmico em apenas uma parede pode não apresentar os benefícios esperados. Há duas hipóteses para essas observações: i) a razão de abertura do *damper* é influenciada pelos *UAs* de cada compartimento; e ii) o isolamento térmico afeta o padrão de circulação de ar dentro do gabinete.

O fluxo de ar no refrigerador é controlado pelo *damper*, cuja relação de abertura e as temperaturas internas dos compartimentos, estão estritamente relacionadas aos *UAs* do congelador e do refrigerador. Para cada capacidade de refrigeração exigida do sistema, existe um par de temperaturas para os compartimentos internos, de acordo com essa relação de abertura (GONÇALVES et al., 2000). Assim, se o isolamento de um dos compartimentos for alterado, altera-se essa relação, ou seja, o *damper* abrirá mais ou menos, até que um novo equilíbrio entre as temperaturas internas seja atingido, provocando, portanto, um ciclo de refrigeração maior ou menor e, por

consequente, maior ou menor consumo de energia. Além disso, ainda que o *damper* fique completamente fechado, a temperatura do refrigerador será inferior a do ambiente devido às trocas térmicas pela travessa.

Smale et al. (2006), Yang et al. (2010) e Belman-Flores et al. (2014) apontam que quanto mais homogênea for a temperatura nos compartimentos, menor será o consumo de energia, e que a não uniformidade da temperatura está diretamente relacionada com a não uniformidade da velocidade do ar. Em sistemas onde se pode considerar os efeitos da convecção mista, o aquecimento não uniforme do ar pelas paredes devido às diferenças de temperatura provocadas pelo isolamento térmico heterogêneo, pode alterar a circulação de ar no interior do compartimento refrigerado, o que pode aumentar ou diminuir o consumo de energia, dependendo da configuração original.

Gupta et al. (2006) modelaram um gabinete *frost-free* do tipo *top-mount*. Devido à complexidade do escoamento, cada compartimento foi modelado separadamente. A troca de calor entre eles foi negligenciada e a radiação entre as paredes internas foi considerada desprezível. Considerou-se convecção forçada para o congelador, enquanto que para o refrigerador, devido a menor vazão de ar, considerou-se convecção mista, ou seja, sem desprezar os efeitos da convecção natural. Segundo os autores, o ar frio soprado no topo do refrigerador a princípio fica parado sobre a prateleira e, ao ser aquecido pelas paredes e vizinhanças, recircula nas cavidades entre prateleiras e desce para a prateleira imediatamente abaixo, por meio do espaçamento entre a respectiva prateleira e fundos do refrigerador. Ao chegar na última prateleira, o ar retorna pelo espaçamento entre porta e prateleiras, e entra no duto de retorno, sendo direcionado ao evaporador.

Para o refrigerador estudado neste trabalho, também se pode considerar convecção mista. A diferença é que o ar frio é soprado em cada prateleira por aberturas no duto de ar dos fundos do refrigerador. Assim, o fluxo de ar direcionado às prateleiras é aquecido pelas paredes laterais e vizinhanças enquanto direciona-se à porta. As correntes de ar que se formam nas prateleiras trocam então calor com a porta enquanto são direcionadas ao duto de retorno para o evaporador. Devido a esse direcionamento do ar das prateleiras, a porta do refrigerador torna-se um importante ponto de impacto sobre as trocas de calor neste compartimento. Observações de Lacerda et al. (2005), apontam que efeitos de convecção mista também aparecem no congelador. Assim, ao melhorar o isolamento térmico da parede do compartimento refrigerado, sua temperatura diminui, reduzindo a densidade local do ar e, portanto,

aumentando sua velocidade local, alterando assim o padrão de escoamento interno. Dessa forma, se o painel de vácuo for instalado em uma parede com regiões de estagnação, seu efeito será menor do que se houver circulação de ar naquela região. Assim, os painéis de vácuo instalados em diferentes posições no gabinete poderiam influenciar o padrão de escoamento de ar interno, contribuindo para o aumento ou redução no consumo de acordo com sua posição. A Figura 4.3 exemplifica o escoamento de ar dentro do modelo de refrigerador estudado.

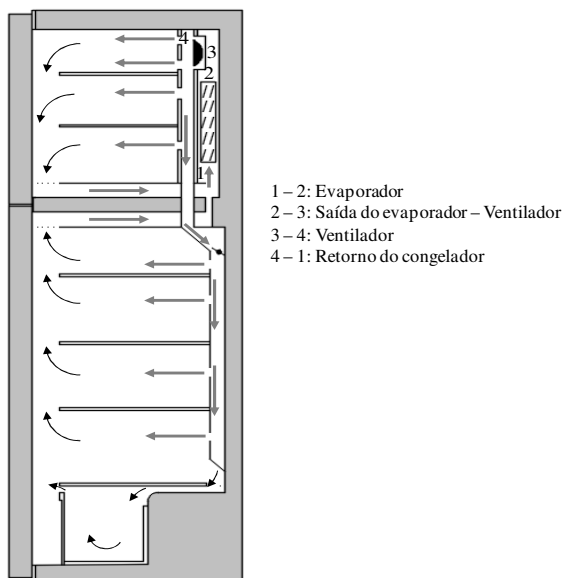


Figura 4.3 – Circuito de ar no interior dos compartimentos refrigerados (adaptado de Knabben, 2010).

A amostra CR2, cuja diferença para a amostra CS2 consiste no acréscimo de VIP na porta do refrigerador, tem praticamente a mesma área de cobertura do que a amostra CS1, porém, seu consumo de energia é em torno de 6% inferior. Dois aspectos desse comportamento são levantados: i) importância de melhorar o isolamento térmico na porta do refrigerador, como já discutido acima, e ii) posicionamento dos VIPs no gabinete, visto que uma mesma área de cobertura provoca diferentes níveis de consumo de energia e de UA.

Yoon et al. (2012) propuseram uma metodologia para medir o coeficiente de performance (*COP*) de compartimentos refrigerados que

utilizam um único sistema de refrigeração (Seção 3.4.3). A partir destes coeficientes, os autores formularam um método para a otimização da espessura das paredes dos compartimentos, com o objetivo de atingir o menor consumo de energia mantendo o volume total de isolamento térmico constante. Através do equacionamento proposto, quanto mais próximo da unidade a razão entre os *COPs* do refrigerador e do congelador for, menor será o consumo de energia, visto que o isolamento térmico apresentará uma melhor distribuição entre os compartimentos.

A espessura dos painéis utilizados nas amostras é constante (oito milímetros) e a área das amostras CR2 e CS1 são praticamente iguais, logo, é possível calcular a razão de *COP* dos compartimentos para investigar o efeito do posicionamento dos painéis de vácuo. A relação calculada para a amostra CR2 é mais próxima da unidade (1,06) enquanto que da amostra CS1 é superior (1,40), indicando que o isolamento térmico dos compartimentos da amostra CR2 está mais balanceado, segundo esta teoria, e por isso apresenta menor consumo de energia.

A fração de funcionamento do compressor em função da área de cobertura por VIP apresenta a mesma tendência do consumo de energia, como ilustra a Figura 4.4.

Na análise desse parâmetro, fica evidente que ao se aumentar o nível de isolamento térmico, a fração de funcionamento diminui, o que indica a possibilidade de uso de um compressor de menor capacidade de refrigeração. Além disso, deve-se mencionar que a diminuição da fração de funcionamento do compressor pode gerar aumento no consumo de energia devido ao aumento no número de ciclos de funcionamento (parada e partida do compressor).

A Figura 4.5 mostra o efeito da área de cobertura por VIP sobre a temperatura de evaporação. Como esperado, aumentando a área de aplicação de painéis, a carga térmica imposta ao sistema diminui e consequentemente, a temperatura de evaporação também diminui. As Figuras 4.4 e 4.5 revelam a complexidade da análise em questão, com a carga térmica afetando as condições de funcionamento do compressor e, por conseguinte, o consumo de energia.

A Figura 4.6 relaciona o consumo de energia com a condutância térmica global do gabinete. Ao contrário de gabinetes isolados apenas com PU, onde a tendência é linear (HERMES, 2006), percebe-se nitidamente um espalhamento provocado pela distribuição de painéis de isolamento a vácuo.

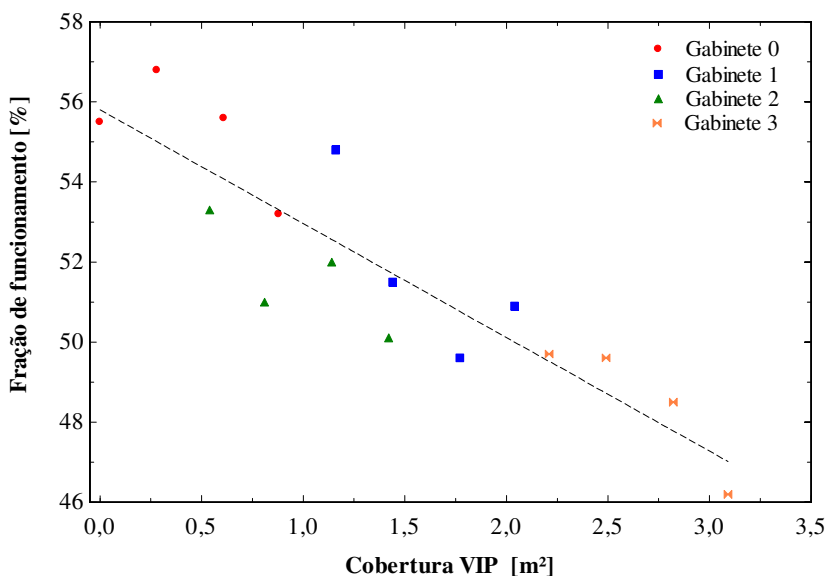


Figura 4.4- Fração de funcionamento do compressor *versus* área coberta por painéis de vácuo.

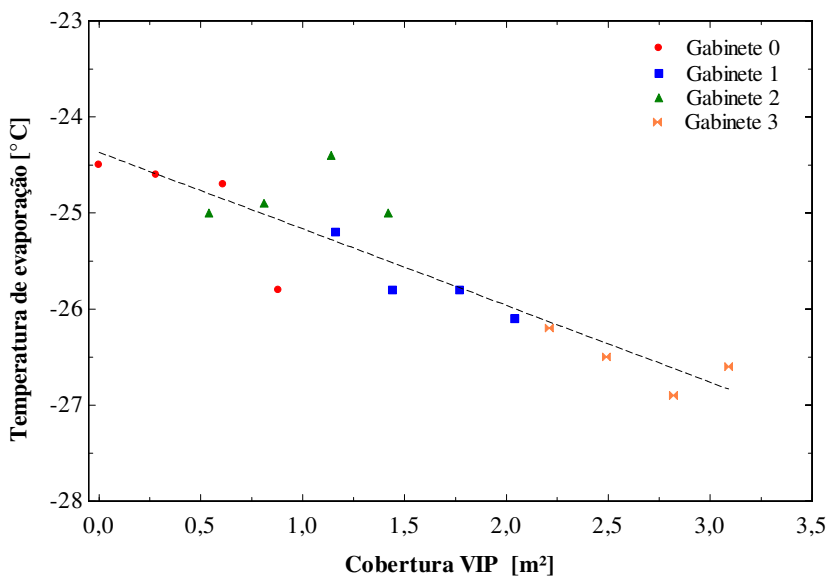


Figura 4.5 - Temperatura de evaporação *versus* área coberta por VIPs

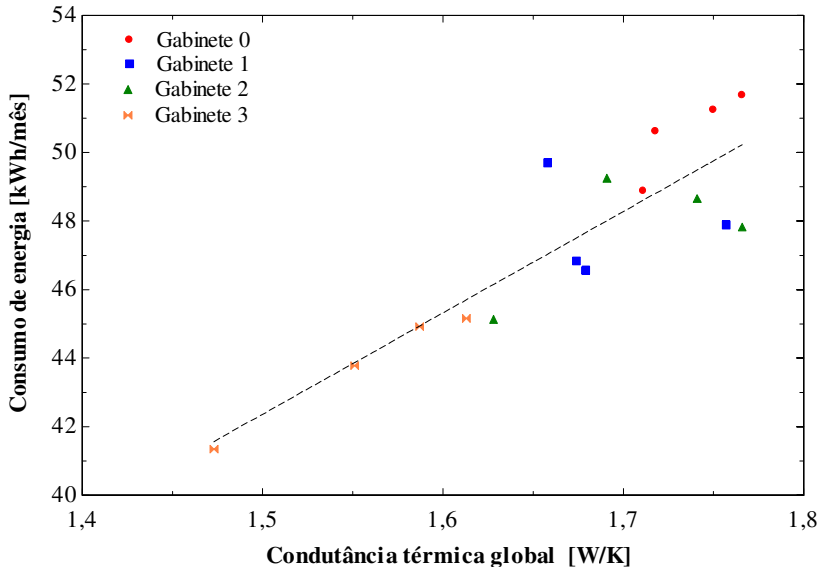


Figura 4.6 - Consumo de energia *versus* condutância térmica global

4.4 ANÁLISE MATEMÁTICA

Em face da dificuldade encontrada para explicar os resultados obtidos com os testes anteriores por análises comparativas de casos, optou-se por correlacionar os dados experimentais através de equações lineares, nas quais se exprimiu condutância térmica global e consumo de energia em função das áreas e da posição dos painéis no gabinete. As correlações foram então ajustadas pelo método dos mínimos quadrados considerando no máximo três variáveis independentes, como expresso na equação 4.1.

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^3 a_i x_i \quad (4.1)$$

Na equação acima, y pode ser tanto a condutância térmica global, UA , como o consumo de energia, CE , e x_i são os parâmetros independentes. O coeficiente a_0 representa o valor da correlação na situação sem painel. Já os coeficientes restantes, a_i , são fatores de sensibilidade (ou efeitos) da respectiva área e apresentaram sempre valores negativos, indicando assim, de forma fisicamente consistente, o

efeito de redução devido à aplicação de painel de vácuo tanto para a condutância térmica como para o consumo de energia.

Foram realizadas três análises distintas por esta metodologia. A primeira análise considera a área total de painel, A_{vip} , como variável independente para avaliar o impacto global do isolamento térmico. A segunda análise avalia o efeito separado das áreas de painel em cada compartimento, onde $A_{vip,c}$ e $A_{vip,r}$ são as áreas de painéis no congelador e no refrigerador, respectivamente. A área total de painéis de vácuo aplicados e a área de painéis em cada compartimento foram apresentadas na Tabela 4.5. Por fim, a terceira análise busca explicar o impacto da aplicação de painéis de maneira combinada em regiões específicas do gabinete, como as portas ($A_{vip,p}$), a parede traseira ($A_{vip,t}$) e as paredes laterais e superior juntas ($A_{vip,l,s}$). A Figura 4.7 ilustra o contexto de cada análise e a Tabela 4.10 apresenta as variáveis independentes utilizadas na terceira análise.

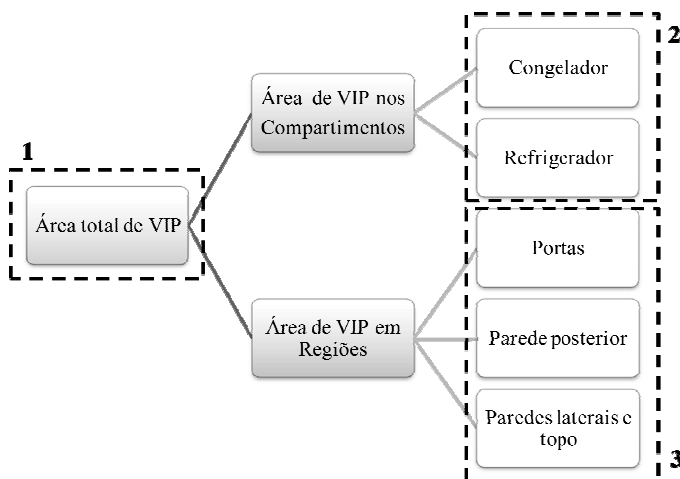


Figura 4.7 – Definição das variáveis independentes para ajuste das correlações

Pelo método dos mínimos quadrados, o efeito global da inserção de VIPs no gabinete das amostras estudadas foi expresso por meio de uma relação linear a partir das seguintes equações:

$$UA = 1,79 - 0,0804 A_{vip} \quad (4.2)$$

$$CE = 51,6 - 2,90 A_{vip} \quad (4.3)$$

Tabela 4.10 – Áreas cobertas por VIP em regiões do gabinete

Amostra		Área de painéis [m²]		
		Portas	Parede traseira	Paredes laterais e superior
0	SS	0,000	0,000	0,000
	CS	0,275	0,000	0,000
	SR	0,605	0,000	0,000
	CR	0,880	0,000	0,000
1	SS	0,000	0,336	0,825
	CS	0,275	0,336	0,825
	SR	0,605	0,336	0,825
	CR	0,880	0,336	0,825
2	SS	0,000	0,538	0,000
	CS	0,275	0,538	0,000
	SR	0,605	0,538	0,000
	CR	0,880	0,538	0,000
3	SS	0,000	0,538	1,675
	CS	0,275	0,538	1,675
	SR	0,605	0,538	1,675
	CR	0,880	0,538	1,675

É interessante notar que o coeficiente a_0 dessas equações corresponde à condutância térmica global e consumo de energia obtidos para a amostra SS0 (sem painéis). Observa-se também que os demais coeficientes são negativos, indicando que o acréscimo de painéis contribuiu de forma geral para a redução tanto do UA como do CE . Verifica-se que a sensibilidade do aumento da área de VIPs é na ordem de 20% maior para a correlação do consumo de energia. De fato, o acréscimo de VIP na amostra CR3 provocou uma redução de 16% na condutância térmica global e de 19% no consumo de energia.

Deve-se ressaltar que as diferenças de temperaturas utilizadas para a obtenção da condutância térmica de refrigeradores são entre o centro dos compartimentos e o ar externo, e foram propositalmente uniformizadas no interior dos compartimentos ao longo dos ensaios. Entretanto, durante a operação normal do sistema de refrigeração, as diferenças de temperatura dominantes na transferência de calor não são tão uniformes e tão pouco são aquelas medidas no centro do compartimento (o ideal seria medir as temperaturas nas superfícies interna e externa das paredes). Essas últimas são nitidamente diferentes

daquelas do teste de UA , principalmente devido à presença de componentes que as intensificam, quais sejam, compressor, condensador e evaporador, que criam regiões quentes e frias próximas da superfície. Assim, verifica-se que o teste de fluxo de calor reverso, não capta todos os efeitos dos painéis de vácuo, enquanto que o de consumo de energia é mais representativo para esta aplicação.

As Figuras 4.8 e 4.9 apresentam, respectivamente, os cálculos para condutância térmica global e consumo de energia em função dos resultados experimentais. Nota-se que os resultados encontram-se dentro de uma faixa de erro de $\pm 5\%$ e com distribuição aleatória, conferindo confiabilidade às correlações apresentadas.

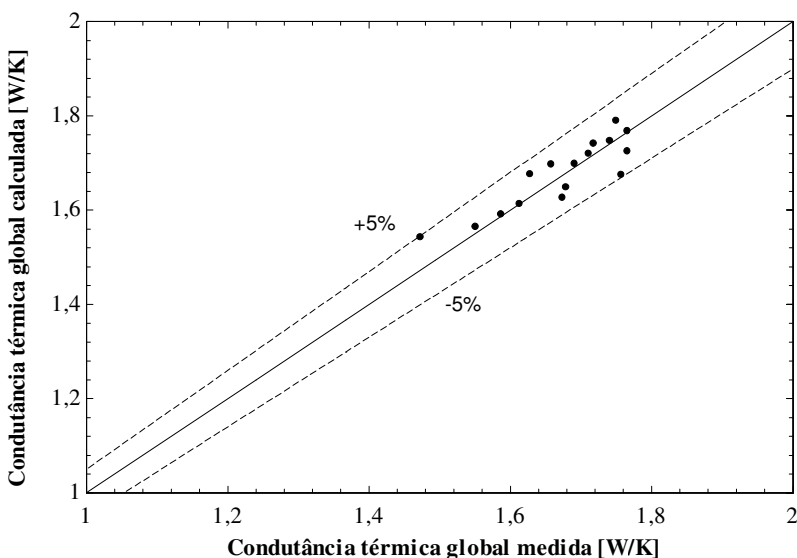


Figura 4.8 – Condutância térmica global calculada (equação 4.2) versus condutância térmica global medida

As equações 4.4 e 4.5 apresentam as correlações ajustadas para considerar os efeitos individuais da alocação dos VIPs no congelador e no refrigerador. Novamente, o coeficiente a_0 das duas equações está de acordo com os parâmetros medidos nos testes para a referência (SS0).

$$UA = 1,78 - 0,0408 A_{vip,c} - 0,120 A_{vip,r} \quad (4.4)$$

$$CE = 51,5 - 2,29 A_{vip,c} - 3,46 A_{vip,r} \quad (4.5)$$

O acréscimo de $1,0 \text{ m}^2$ de VIP no congelador promove um decréscimo de $2,3\%$ na condutância térmica e de $4,4\%$ no consumo de energia, enquanto que a aplicação de $1,0 \text{ m}^2$ no refrigerador reduz os dois parâmetros em $6,7\%$. A diferença entre a sensibilidade do coeficiente a_1 para ambos os parâmetros está relacionada com as amostras CS0, CS1, SS2 e CS2, cujos painéis no congelador não seguiram a tendência global no teste de fluxo de calor reverso.

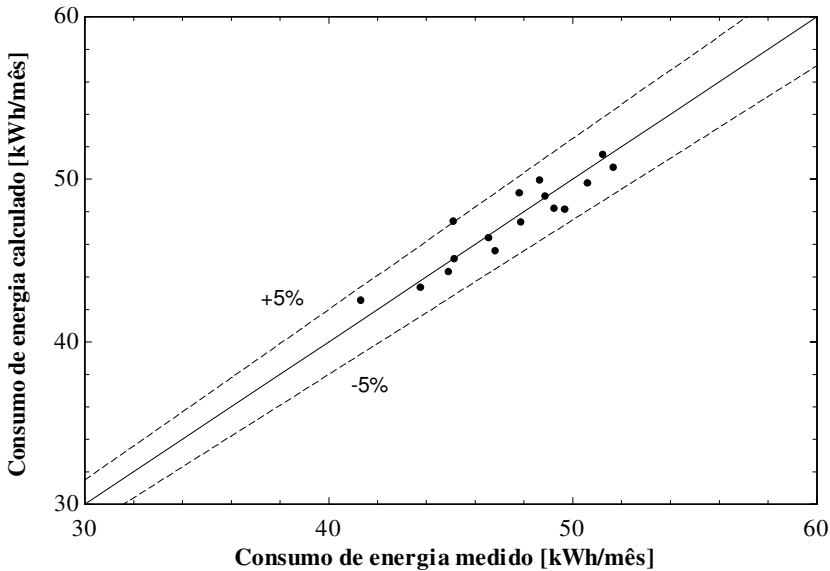


Figura 4.9 - Consumo de energia calculado (equação 4.3) versus consumo de energia medido

Ademais, ambas as correlações indicam que o impacto da aplicação de VIPs no refrigerador é maior do que no congelador. Isso está diretamente relacionado à modificação da resistência térmica das paredes dos compartimentos devido ao uso de painéis de vácuo, conforme explicado a seguir.

Considerando que painéis não foram colocados nos cantos das paredes, a geometria do gabinete pode ser simplificada para uma parede plana constituída apenas por isolamento térmico. A resistência térmica de uma parede simples de poliuretano, R_{PU} , é dada pela equação 4.6, na qual L é a espessura do compartimento, k é a condutividade térmica do

isolamento e A é a área externa do compartimento. O sub-índice i denota o compartimento analisado (congelador ou refrigerador).

A resistência térmica equivalente de uma parede composta por poliuretano e VIP em série, R_{PU+VIP} , é definida pela equação 4.7, onde L_{VIP} é a espessura do painel e A_{VIP} é a área de VIP no compartimento.

$$R_{PU,i} = \frac{L_i}{k_{PU} A_i} \quad (4.6)$$

$$R_{PU+VIP,i} = \frac{L_i - L_{VIP}}{k_{PU} A_{VIP,i}} + \frac{L_{VIP}}{k_{VIP} A_{VIP,i}} \quad (4.7)$$

Para as amostras estudadas, a resistência térmica equivalente, R_{eq} , é definida por uma associação em paralelo entre R_{PU+VIP} e a resistência térmica de PU nas áreas onde não há VIP, conforme apresentado na equação 4.8. A Figura 4.10 apresenta esquematicamente a diferença entre as equações 4.6 e 4.8.

$$R_{eq,i} = \frac{1}{\frac{1}{R_{PU+VIP,i}} + \frac{k_{PU} (A_i - A_{VIP,i})}{L_i}} \quad (4.8)$$

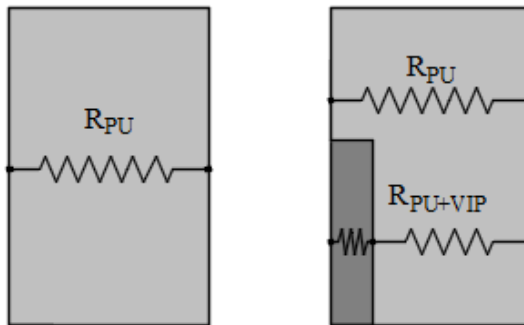


Figura 4.10 – Representação esquemática das resistências térmicas de uma parede sem VIP (esquerda) e com VIP (direita)

A espessura média das paredes do congelador e do refrigerador são 0,075 m e 0,055 m, respectivamente. A área externa total das amostras é 5,48 m², sendo que a área do refrigerador é de 3,52 m². As condutividades térmica do PU e do VIP podem ser aproximadas para 0,020 mW/(m.K) e de 0,005 mW/(m.K), respectivamente. A

condutância térmica é definida como o inverso da resistência térmica, e assim, aplicando a equação 4.6 para calcular o UA das paredes dos compartimentos refrigerados sem VIP e as equações 4.7 e 4.8 para calcular o UA dos compartimentos refrigerados com VIP, constata-se que a variação da condutância térmica do congelador por área de VIP aplicado é da ordem de $0,06(W/K)/m^2$, enquanto que no refrigerador é na ordem de $0,11(W/K)/m^2$.

O efeito da área de painel aplicado na equação 4.4 é três vezes maior para o refrigerador. Apesar de nos cálculos acima a efeito do acréscimo de VIP no refrigerador ser duas vezes maior que o acréscimo no congelador, os cálculos realizados acima apresentam a mesma tendência da equação 4.4, o que denota consistência física para a correlação apresentada.

Para o consumo de energia, entretanto, o impacto do coeficiente a_2 é apenas 50% maior para o refrigerador. Essa diferença na sensibilidade dos coeficientes deve-se à diferença de temperaturas presentes no congelador, maiores do que aquelas presentes no refrigerador e, portanto, representam maior carga térmica.

As Figuras 4.11 e 4.12 apresentam a condutância térmica total e o consumo de energia, calculados pelas equações 4.4 e 4.5 em função dos resultados experimentais. Novamente, os resultados encontram-se dentro de uma faixa de erros de $\pm 5\%$ e com distribuição aleatória.

A terceira análise realizada pelo método dos mínimos quadrados (equações 4.9 e 4.10) utiliza como variáveis independentes a área de cobertura por VIP em diferentes regiões do gabinete, sem fazer distinção entre compartimentos. Essas regiões, definidas com base nas observações realizadas nas seções 4.2 e 4.3, são: i) portas, ii) parede traseira e iii) paredes laterais e superior. Outra vez, o coeficiente a_0 de ambas as equações representam bem amostras sem VIP.

$$UA = 1,79 - 0,09 A_{vip,p} - 0,07 A_{vip,t} - 0,08 A_{vip,l,s} \quad (4.9)$$

$$CE = 52,3 - 3,32 A_{vip,p} - 5,67 A_{vip,t} - 2,20 A_{vip,l,s} \quad (4.10)$$

Os coeficientes a_1 , a_2 e a_3 da equação 4.9 são muito próximos, seguindo a tendência global, o que está diretamente relacionado à uniformidade de temperatura tradicionalmente utilizada na realização dos testes de fluxo de calor reverso. Porém, a correlação para o consumo de energia apresenta maior significância para a parede posterior, seguida das portas e, por fim, das paredes laterais e superior.

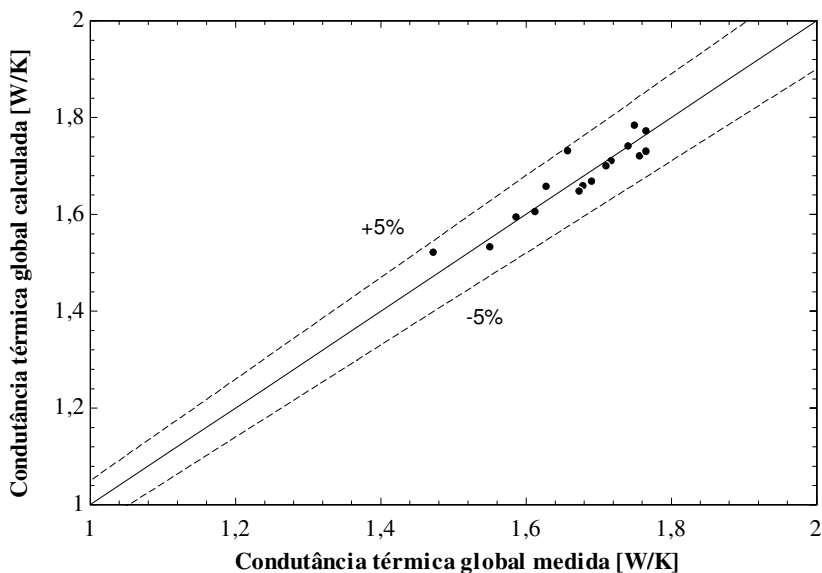


Figura 4.11 – Condutância térmica global calculada (equação 4.4) versus condutância térmica global medida

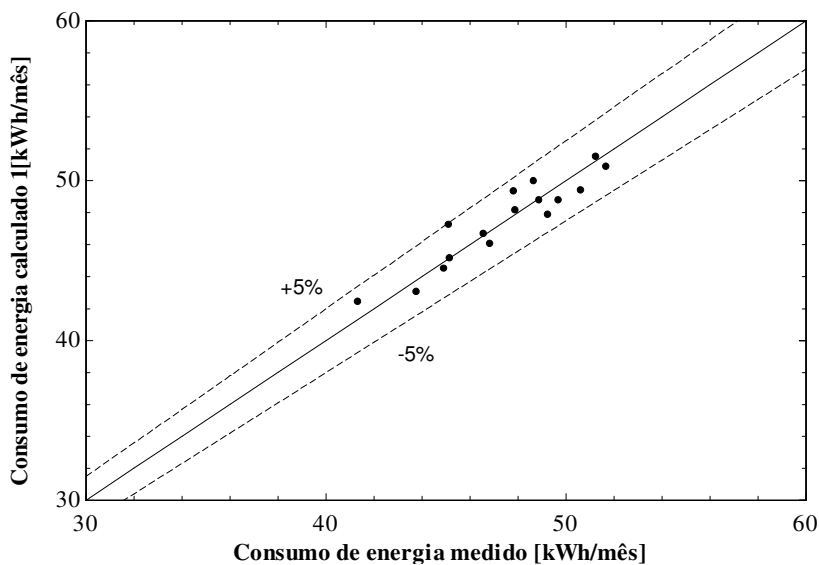


Figura 4.12 - Consumo de energia calculado (equação 4.5) versus consumo de energia medido

Para o consumo de energia, o efeito da alocação de VIPs na parede traseira (coeficiente a_2) é da ordem de 40% maior do que o efeito nas portas (coeficiente a_1) e da ordem de 60% superior em relação às paredes laterais e superior (coeficiente a_3).

Esse comportamento é justificado pelas diferenças de temperatura governantes na condução de calor nas paredes, que são intensificadas pela baixa temperatura do evaporador e pelas altas temperaturas do condensador e compressor nas paredes posteriores. Por exemplo, para a amostra referência, as temperaturas de evaporação e de condensação são $-24,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $48,0\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectivamente. A temperatura ambiente e a temperatura interna do congelador são 32°C e -18°C , respectivamente. Assim, a diferença de temperatura que rege a condução de calor na parede traseira será próxima de $72,5^{\circ}\text{C}$, enquanto que a diferença de temperatura nas demais paredes será de aproximadamente 50°C .

As Figuras 4.13 e 4.14 apresentam a condutância térmica total e o consumo de energia, calculados pelas equações 4.9 e 4.10, respectivamente, em função dos resultados experimentais. Mais uma vez, os resultados encontram-se dentro de uma faixa de erros de $\pm 5\%$ e com distribuição aleatória.

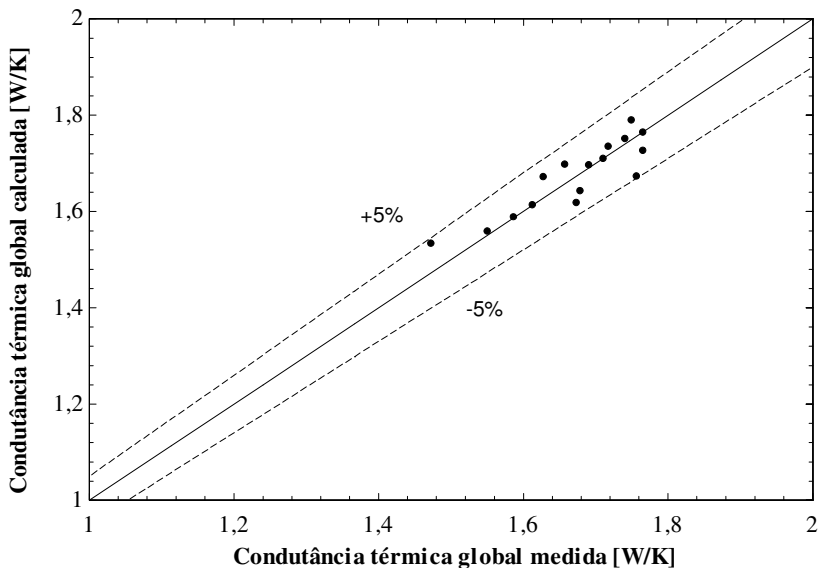


Figura 4.13– Condutância térmica global calculada (equação 4.6) versus condutância térmica global medida

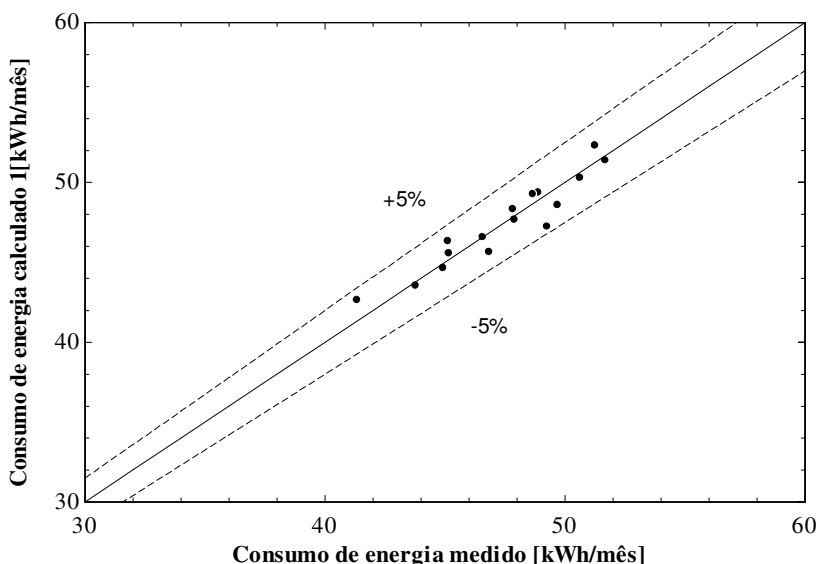


Figura 4.14 - Consumo de energia calculado (equação 4.7) versus consumo de energia medido

4.5 ANÁLISE DO EFEITO DO DESLOCAMENTO VOLUMÉTRICO DO COMPRESSOR

Ao longo do trabalho ficou evidente que a utilização de VIPs reduz a carga térmica imposta ao sistema e, conseqüentemente, diminui a fração de funcionamento do compressor.

Dessa forma selecionou-se um compressor de menor capacidade de refrigeração, mas com coeficiente de performance similar ao do compressor original na condição de *check point* da norma ASHRAE 23 (1993) – temperatura de condensação a 54,4 °C, temperatura de evaporação a -23,3 °C e temperatura de sucção do compressor em 32,2 °C. A Tabela 4.11 mostra os dados de desempenho do compressor original (EMYe 70CLP) e do compressor escolhido (EMU 60CLP).

Optou-se por instalar o novo compressor nas variações da configuração 3, por serem as amostras que apresentam a menor carga térmica. Os resultados dos testes de consumo de energia são apresentados na Tabela 4.12. O Apêndice J apresenta os resultados dos testes acima e abaixo das temperaturas de referência, utilizados para a interpolação, bem como outras variáveis medidas.

Percebe-se que a utilização de um compressor de menor capacidade de refrigeração reduziu em torno de 4% o consumo de três variações da amostra 3. Com a amostra CR3, que possui VIP em ambas as portas, observa-se um pequeno aumento de 2%, embora, dentro da incerteza de medição. Apesar do aumento da fração de funcionamento do compressor, esta se manteve dentro da ordem da fração de funcionamento da amostra original SS0 (sem VIP e compressor original).

Tabela 4.11 - Dados de *check point*. Adaptado de Embraco (2015)

Compressor	EMYe 70CLP	EMU 60CLP
Deslocamento [cm ³]	10,71	9,04
Capacidade de refrigeração [W]	182	175
Potência [W]	137	124
Vazão mássica [kg/h]	1,95	1,87
COP [W/W]	1,32	1,41

Ao comparar os resultados da configuração 3 utilizando um compressor de deslocamento menor, com os resultados da configuração 0, que utiliza o compressor original, nota-se que ambos apresentam a mesma fração de funcionamento (55% em média). Entretanto, para o primeiro caso, tem-se uma redução de 17,5% no consumo de energia. Esse resultado demonstra a importância da escolha do par isolamento térmico e compressor, visto que um isolamento térmico mais caro (VIP) associado a um compressor menor provoca um consumo de energia inferior, para a mesma fração de funcionamento do compressor.

Tabela 4.12 - Testes de consumo de energia: compressor EMU60 CLP e gabinete 3

Amostra		Temperatura		Consumo de energia [kWh/mês]	Fração de funcionamento [%]
		Evaporação	Condensação		
		[°C]	[°C]		
3	SS	-28,0	45,7	43,2 ($\pm 0,9$)	55,8
	CS	-27,7	45,9	43,0 ($\pm 1,0$)	54,8
	SR	-28,0	46,0	42,8 ($\pm 0,8$)	55,0
	CR	-28,0	45,8	42,3 ($\pm 0,8$)	54,3

5. CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo analisar experimentalmente o impacto da utilização de painéis de isolamento a vácuo no desempenho térmico de refrigeradores domésticos. Assim, foram projetados e construídos três protótipos de refrigeradores com painéis de isolamento a vácuo em suas paredes e um protótipo de referência, o qual não possuía painéis.

A fim de aumentar a quantidade de amostras, sem ter que fabricar mais refrigeradores, foi feita uma permuta entre as portas das amostras já fabricadas, gerando quatro combinações para cada um dos gabinetes: ambas as portas sem VIP, apenas a porta do congelador com VIP, apenas a porta do refrigerador com VIP, ou ambas as portas com VIP. Dessa forma, a quantidade de configurações avaliadas aumentou de quatro para dezesseis, fornecendo mais informações para fundamentar a análise. Testes de fluxo de calor reverso e consumo de energia foram então realizados com cada amostra.

Os resultados dos testes demonstraram que o efeito global da inserção de VIPs no gabinete das amostras provoca a redução do UA , do consumo de energia e da fração de funcionamento do compressor. Através de uma análise empírica, onde os dados de UA e consumo de energia foram correlacionados em função das áreas de painéis, observou-se que o teste de consumo de energia é mais sensível à adição de painéis nas paredes que o teste de fluxo de calor reverso. Isto porque este requer um perfil homogêneo de temperaturas do ar no interior dos compartimentos, além do desligamento do sistema de refrigeração, condições estas que não ocorrem no teste de consumo de energia.

Verificou-se também que várias amostras, apesar de serem isoladas com diferentes áreas de painéis, apresentaram condutância térmica global idênticas. Notou-se situação semelhante para os testes de consumo de energia. Esses resultados permitem argumentar que o posicionamento dos painéis, ao afetar o UA de um compartimento refrigerado, também afeta o desempenho do outro compartimento e que a relação dos UAs dos compartimentos afeta a razão de abertura do *damper*, alterando, portanto, o consumo de energia.

Os testes de consumo de energia também revelaram que amostras com áreas de cobertura iguais, apresentaram consumos de energia diferentes (CS1 e CR2). Essa situação foi investigada de acordo com a metodologia proposta por Yoon et al. (2012), e concluiu-se que a adição de VIP nas portas e na parede traseira do gabinete é mais efetiva para a

redução do consumo de energia do que o acréscimo de VIP na porta, paredes laterais, superior e traseira do congelador.

Os resultados experimentais permitiram também analisar a importância de painéis nas portas dos compartimentos. Observou-se que, em sete das oito amostras com VIPs na porta do refrigerador, a presença do painel contribuiu para reduzir o consumo de energia. Já para o congelador, para seis das oito amostras com VIP na porta, a adição de painel na porta diminuiu o consumo de energia. A aplicação de painéis em ambas as portas, por sua vez, reduziu o consumo de energia dos gabinetes 0 e 1 em média 5,2%, enquanto que para os gabinetes 2 e 3, essa redução foi em média de 8,0%. Tal diferença mostrou que o efeito do painel de vácuo nas portas é amplificado pela presença de painel na parede traseira do refrigerador.

A dificuldade para explicar fisicamente os fenômenos observados, tornou necessária a utilização de correlações lineares, ajustadas através do método dos mínimos quadrados. Com isso, pôde-se explicar matematicamente a influência dos painéis de vácuo em diferentes regiões do gabinete refrigerado.

As correlações obtidas para o *UA* e o consumo de energia em função das áreas de painel de vácuo aplicadas nos compartimentos de maneira isolada, permitiram concluir que o acréscimo de painel no refrigerador é mais efetivo para a redução da condutância térmica e do consumo de energia. Já as correlações para o consumo de energia e para o *UA* em função da posição dos painéis em torno do gabinete mostraram que o teste de consumo de energia, novamente, capta melhor os efeitos dos VIPs para a caracterização de gabinetes com esse tipo de isolamento. Além disso, a importância da aplicação dos painéis de vácuo na parede traseira ficou evidente. Ademais, o uso de VIPs nas portas apresentou maior impacto na redução do consumo de energia do que nas paredes laterais e superior.

Com base nas análises realizadas e nas correlações propostas, concluiu-se que a aplicação de painéis de vácuo em ambas as portas do gabinete reduz o consumo de energia em aproximadamente 6%. A aplicação de painéis apenas na parede traseira reduz o consumo de energia em torno de 11% e a alocação de painéis nas paredes laterais e superior do gabinete diminuem o consumo na ordem de 4%. Finalmente, ao adicionar VIPs em todas essas superfícies, obtêm-se uma redução de 21% no consumo de energia.

Ainda, o uso de um compressor de menor capacidade de refrigeração nas amostras SS3, CS3, SR3 e CR3, reduziu o consumo de energia em aproximadamente 4%, mas aumentou a fração de

funcionamento do compressor em torno de 6%. Comparado com a amostra referência (SS0), o menor compressor instalado na amostra de maior isolamento térmico (CR3), reduziu o consumo de energia em 17,5% (equivalentes a 9,0 kWh/mês), mantendo a fração de funcionamento do compressor em 55%. Concluiu-se, portanto, que o uso de um compressor com menor capacidade de refrigeração aliado a uma melhoria no isolamento térmico, pode levar a uma redução significativa no consumo de energia, mantendo a fração de funcionamento do compressor.

Com o intuito de verificar se o envelhecimento dos painéis ao longo do tempo afetou os resultados obtidos nesse trabalho, testes de envelhecimento foram realizados. Constatou-se que o envelhecimento dos VIPs é mais acelerado em amostras fora do gabinete, pois a variação da condutividade térmica em amostras 0,2 x 0,2 m em um ano (34%), não reflete a variação de *UA* medida para um dos protótipos no mesmo intervalo de tempo (2,6%, permanecendo, portanto, dentro do intervalo de incerteza de medição).

Por fim, como continuidade a esse trabalho sugerem-se as seguintes linhas de ação:

- Desenvolvimento de uma metodologia mais adequada para a determinação da condutância térmica em refrigeradores com isolamento térmico heterogêneo;
- Desenvolvimento de uma metodologia para balancear o sistema em termos de isolante térmico, visando a minimização de consumo de energia.
- Avaliação do efeito da condutividade térmica da superfície da parede externa sobre o desempenho do painel de vácuo;
- Mapeamento do fluxo de calor nas paredes de gabinetes isolados com VIPs, utilizando transdutores de fluxo de calor;
- Utilização de um modelo numérico tridimensional para determinar os perfis de velocidade e temperatura do ar em cada compartimento e, com isso, determinação da distribuição do fluxo de calor através das paredes;
- Avaliação dos efeitos do tipo (material do núcleo, material do invólucro), da espessura e do formato dos VIPs.

REFERÊNCIAS

BAETENS, R.; JELLE, B. P.; THUE, J. V.; TENPIERIK, M. J.; GRYNNING, S.; UVSLOKK, S.; GUSTAVSEN, A.. Vacuum insulation panels for building applications: A review and beyond. **Energy and Buildings**, v. 42, n. 2, p.147-172, 2010. Elsevier BV.

BAUNGARTNER, R.. **Análise do desempenho de refrigeradores domésticos isolados com painéis de vácuo**: Relatório Interno. Florianópolis: INCT/POLO-UFSC, 2011.

BELMAN-FLORES, J. M.; GALLEGOS-MUÑOZ, A.; PUENTE-DELGADO, A.. Analysis of the temperature stratification of a no-frost domestic refrigerator with bottom mount configuration. **Applied Thermal Engineering**, v. 65, p.299-307, 2014

BINZ, A. (Ed.). **Vacuum Insulation in the Building Sector**: Systems and Applications. IEA/ECBCS-Implementing Agreement., 2005. 111 p.

BOENG, Joel. **Uma metodologia para a seleção do par tubo capilar-carga de refrigerante que maximiza o desempenho de refrigeradores domésticos**. 2012. 141 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Pós-graduação em Eng. Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

BOUGHTON, B.; CLAUSING, A.; NEWELL, T.. An Investigation of Household Refrigerator Cabinet Thermal Loads. **HVAC&R Research**, v. 2, n. 2, p.135-147, 1996.

BOZSAKY, D.. The historical development of thermal insulation materials. **Periodica Polytechnica**, Budapest, v. 41, n. 2, p.49-56, 2010.

BRODT, K. H.; BART, G. C. J.. Performance of sealed evacuated panels as thermal insulation. **International Journal of Refrigeration**, v. 17, n. 4, p.257-262, 1994.

CHRISTENSEN, L. B.. The insulation of freezers and refrigerators how thick should it be? **International Journal of Refrigeration**, v. 4, n. 2, p.73-76, 1981.

CLODIC, D.; ZOUGHAIB, A.. Technical and Economical Evaluation of Vacuum Insulated Panels for A European Freezer. In: INTERNATIONAL REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING CONFERENCE, 8., 2000, Purdue. **Proceedings...** . Purdue: Purdue E-Pub, 2000. p. 345 - 352.

COMMISSION DELEGATED REGULATION (EU) No 1060/2010. Supplementing Directive 2010/30/EU of the European Parliament and of the Council with regard to energy labelling of household refrigerating appliances. **Official Journal of the European Union**. Online, p. 17-46. 30 nov. 2010.

EPE. **Nota Técnica DEA 10/14 Consumo de Energia no Brasil**: Análises Setoriais. Rio de Janeiro: EPE, 2014.

ERB, M. (Ed.). **Vacuum Insulation Panels**: Study on VIP-components and Panels for Service Life Prediction of VIP in Building Applications. IEA/ECBCS-Implementing Agreement., 2005. 153 p.

FELLOWS, B. R.; RICHARD, R. G.; SHANKLAD, I. R.. Thermal conductivity data for some environmentally acceptable fluorocarbons. In: CREMERS, C. J.; FINE, H. A. (Ed.). **Thermal Conductivity 21**. Lexington: Springer Science & Business Media, 1991. p. 311-326.

FINE, H. A.; LUPINACCI, J.; HOFFMANN, J. S.. Vacuum Panel and Thick Wall Foam Insulation for Refrigerator/Freezers: Two Technologies that Work. In: ACEEE 1992 SUMMER STUDY, 1992, Berkeley. **Proceedings**. Berkeley: ACEEE, 1992. p. 2.53-2.51.

FINE, H. A.; LUPINACCI, J.; RADERMACHER, R. (Comp.). **Energy-Efficient Refrigerator Prototype Test Results**. Washington D. C: U.S. Environmental Protection Agency, 1994. 80 p.

FRICKE, J.; HEINEMANN, U.; EBERT, H. P.. Vacuum insulation panels – From research to market. **ScienceDirect**, v. 82, n. 7, p.680-690, 2008.

FRICKE, J.; SCHWAB, H.; HEINEMANN, U.. Vacuum Insulation Panels – Exciting Thermal Properties and Most Challenging Applications. **International Journal of Thermophysics**, v. 27, n. 4, p.1123-1139, 2006.

GAO, T; SANDBERG, L. I.; JELLE, B. P.. Nano insulation Materials: Syntesis and Life Cycle Assessment. **Procedia CIRP**, v. 15, p. 490-495, 2014.

GONÇALVES JÚNIOR, A. A.; SOUSA, A. R. de.. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**. Barueri: Manole, 2008.

GUPTA, J.K.; GOPAL, M. R.; CHAKRABORTY, S.. Modeling of a domestic frost-free refrigerator. **International Journal Of Refrigeration**, v. 30, n. 2, p.311-322, mar. 2007.

HAMMOND, E. C.; EVANS, J. A.. Application of Vacuum Insulation Panels in the cold chain - Analysis of viability. **ScienceDirect**, v. 47, n. 1, p.58-65, 2014.

HERMES, C. J. L.; MELO, C.; KNABBEN, F. T.. Alternative test method to assess the energy performance of frost-free refrigerating appliances. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, n. 1, p.1029-1034, 2013.

HERMES, C. J. L.. Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos. 2006. 273f. Tese (Doutorado) - Curso de Pós-graduação em Eng. Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 15502:2005**: Household refrigerating appliances -- Characteristics and test methods. 2005

JELLE, B. P.. Traditional, state-of-the-art and future thermal building insulation materials and solutions – Properties, requirements and possibilities. **Energy And Buildings**, v. 43, n. 10, p.2549-2563, 2011.

JOHANSSON, P.. **Vacuum Insulation Panels in Buildings**: Literature review. Göteborg: Chalmers University Of Technology, 2012.

KNABBEN, F. T.. **Um estudo in-situ da formação de geada em evaporadores no-frost**. 2010. 126 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Pós-graduação em Eng. Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2010.

LACERDA, V. T.; MELO, C.; BARBOSA JUNIOR, J. R.; DUARTE, P. O. O.. Measurements of the air flow field in the freezer compartment of a top-mount no-frost refrigerator: the effect of temperature. **International Journal Of Refrigeration**, v. 28, n. 5, p.774-783, ago. 2005.

MELO, C.; VIEIRA, L. A. T.. **Análise do Isolamento Térmico de Refrigeradores com VIP: Relatório Interno**. Florianópolis: INCT/POLO-UFSC, 2003.

MONDARDO FILHO, M.; Perspectivas sobre o isolamento térmico para equipamentos eletroeletrônicos da linha branca - fogões. In: PAINEL SETORIAL SOBRE ISOLAMENTO TÉRMICO PARA LINHA BRANCA, 1., 2012, Xerém. **Painel Setorial**. Xerém: Inmetro, 2012. p. 1 - 27. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/painelsetorial/isolamento_termico_para_linha_branca.asp>. Acesso em: 26 abr. 2013.

MORRIS, D. B.; FOGG, B.. Rigid polyurethane foam: refrigerator cabinet design and construction. **International Journal Of Refrigeration**, v. 2, n. 2, p.105-112, 1979.

SEIDEL, R.. **Análise da Performance e da Distribuição de Fluxo de Calor num Refrigerador Doméstico**. 2001. Dissertação (Mestrado) - Curso de Pós-graduação em Eng. Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.

SILVA, D. L. da.. **Análise teórico-experimental da expansão transcítica de dióxido de carbono em tubos capilares adiabáticos**. 2008. 128 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Pós-graduação em Eng. Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

SILVA, L. W.. **Caracterização da Transferência de Calor em Evaporadores “Roll-Bond”**. 1998. Dissertação (Mestrado) - Curso de Pós-graduação em Eng. Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1998.

SMALE, N. J.; MOUREH, J.; CORTELLA, G.. A review of numerical models of airflow in refrigerated food applications. **International Journal of Refrigeration**, v. 29, n. 6, p.911-930, 2006.

SPARROW, D. J.; STEIN, R. W.; HAMITON, A.. Meeting the needs of the world's leading appliances market: The Asia Pacific view. In: UTECH ASIA'97, 1997, Singapore. **Utech Asia'97: Conference Papers**. Singapore: Ismithers Rapra Publishing, 1997. p. 28:1 – 28:8.

TAO, W. H.; HUANG, C. M.; HSU, C. L; LIN, J.Y.. Performance study of an energy-efficient Display case refrigerator. **Chemical Engineering Communications**, v. 191, n. 4, p.550-565, 2004.

THIESSEN, Susan.. **Caracterização e efeito da infiltração de calor sobre o desempenho de refrigeradores domésticos**. 2011. 71 f. TCC (Graduação) - Curso de Eng. Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2011.

VINEYARD, E. A.; STOVALL, T. k.; WILKES, K. E.; CHILDS, K. W.; Superinsulation in Refrigerators and Freezers. **ASHRAE TRANSACTIONS**, v. 104, Part 2, p.-1126-1134, 1998.

YANG, K.S.; CHANG, W. R.; CHEN, I. Y.; WANG, C. C.. An investigation of a top-mounted domestic refrigerator. **Energy Conversion And Management**, [s.l.], v. 51, n. 7, p.1422-1427, 2010.

YOON, W. J.; SEO, K.; KIM, Y.. Development of an optimization strategy for insulation thickness of a domestic refrigerator-freezer. **International Journal Of Refrigeration**, v. 36, n. 3, p.1162-1172, 2013. Article in press.

Catálogo Embraco. Disponível em: <<http://www.embraco.com>>. Acesso em: 12 dez. 2014.

Catálogo Consul. Disponível em: <<http://www.consul.com>>. Acesso em: 02 out. 2014.

APÊNDICE A – VIPs COMERCIAIS

A Tabela A.1 apresenta uma relação de fabricantes de painéis de isolamento a vácuo com diferentes tipos de núcleo. Nota-se que a condutividade térmica do VIP está intimamente ligada com o tipo de núcleo utilizado.

Tabela A.1 – VIPs disponíveis no mercado

Fabricante	Modelo	Núcleo	Condutividade térmica [mW/(m.K)]
Va-Q-tec	Va-Q-mic	Células abertas de micro-lã	28-35
	Va-Q-pur	Poliuretano 100% células abertas	7-9
	Va-Q-vip	Sílica pirogênica	<5
	Va-Q-pro	Pó	<3,5
	Va-Q-plus	Pó	<3,5
Panasonic		Fibra de vidro	1,3 a 1,7
Microtherm	SlimVac	Mistura de sílica reforçada por filamentos poliméricos e opacificadores	4
Porextherm	Vacupor	Sílica e opacificador	≤5
	Vacuseed	Sílica pirogênica, silicatos e opacificadores.	4,3
Nanopore	--	Pó de sílica, titânio e/ou carbono	<5
Dow Corning	--	Sílica pirogênica prensada	<5
Therm-max	--	Aerogel	4

APÊNDICE B – CURVAS DE CALIBRAÇÃO

a. Sistema de Medição de Temperaturas

As medições de temperatura no presente trabalho foram realizadas todas através de termopares do tipo T. Para a instrumentação de todos os protótipos, foram utilizadas as curvas de calibração abaixo. Estas curvas foram obtidas no Laboratório de Metrologia da Embraco.

A medição de temperaturas é realizada em duas etapas (Silva, 2008), sendo a primeira determinada através de curvas padrão para termopares do tipo T e a segunda é uma etapa de correção. Uma vez que a temperatura de referência utilizada é distinta de 0°C, utiliza-se uma curva direta (Volts → °C) e uma curva inversa (°C → Volts), conforme as equações B.1 e B.2 respectivamente.

$$T(x) = a + bV + cV^2 + dV^3 + eV^4 + fV^5 \quad (\text{B.1})$$

$$V(x) = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 \quad (\text{B.2})$$

Nestas equações, T representa a temperatura em graus Celsius, V representa a tensão elétrica lida em Volts e os coeficientes destas equações são apresentados nas Tabelas B.1 e B.2, nesta ordem, sendo a curva 71 para as medidas da temperatura do ar e a curva 55 para as medidas da temperatura do sistema de refrigeração.

Tabela B.1 – CoeficienteS da Equação B.1

Curva	55	71
a	-6,996722900E-03	5.592390900E-03
b	2,605538368E+01	2.603666878E+01
c	-8,182619214E-01	-8.010185361E-01
d	5,947164450E-02	5.337657030E-02
e	-3,431863400E-03	-2.572211200E-03
f	9,580200000E-05	5.814660000E-05

Tabela B.2 – Coeficientes da Equação B.2

Curva	55	71
a	1,756554000E-04	-2.673314000E-04
b	3,838891910E-02	3.840888660E-02
c	4,645730000E-05	4.551720000E-05
d	-2,880000000E-08	-1.240000000E-08
e	0	-1.000000000E-10

b. Sistema de medição de Pressão

A curva de calibração dos transdutores de pressão foi feita nas dependências do laboratório de calibração do INCT – POLO, com o auxílio um barômetro e uma máquina de peso morto (Marca DH-Budenberg 580 series). Obteve-se o valor de pressão absoluta pela soma da pressão atmosférica medida com a pressão exercida pelas massas utilizadas na máquina de peso morto. Esta última foi corrigida através da relação fornecida pela Equação B.3 fornecida pelo fabricante do equipamento:

$$p_a = p_n \frac{g}{9,80665} [1 + \lambda(20 - T)] \quad (\text{B.3})$$

onde p_a é a pressão real, p_n é a pressão nominal, g é a gravidade local ($9,791 \pm 0,001 \text{ m/s}^2$ - segundo Observatório Nacional), λ é um coeficiente de correção térmica ($1,65 \times 10^{-5}/^\circ\text{C}$) e T é a temperatura local ($23,0^\circ\text{C}$).

As curvas ajustadas são lineares, conforme Equação B.4. A Tabela A.3 apresenta os coeficientes das curvas de calibração para os transdutores de 10 e 20 bar utilizados, respectivamente, para as pressões de sucção e descarga de cada um dos protótipos.

$$p = a + bV \quad (\text{B.4})$$

Entretanto, ao comparar a temperatura de saturação das pressões no evaporador e no condensador com a temperatura medida pelo termopar localizado no meio de cada um destes trocadores de calor, verificou-se uma discrepância muito grande para o caso do evaporador. Essa discrepância foi atribuída ao fato de não ser possível criar pressões abaixo da pressão atmosférica com a máquina de peso morto e, portanto, uma extrapolação ter sido utilizada no momento da calibração. Para o fluido refrigerante R600a, na faixa de temperaturas que abrange a temperatura de evaporação (-25 a -35°C), qualquer variação na terceira casa decimal da pressão (em bar) tem impacto sobre a temperatura de saturação. Assim, uma extrapolação pode não ter a resolução necessária que represente bem a relação pressão/temperatura, e, portanto, sugere-se outro método de calibração para transdutores de pressão de sucção quando se utiliza este fluido refrigerante.

Tabela B.3 – Coeficientes das curvas ajustadas para os transdutores de pressão

Amostra	Transdutor	a	b
0	APL_34_10	500,38023689052	-0,149241167650003
	APL_39_20	1001,22405162741	0,192197713961756
1	APL_35_10	497,834611266649	0,0825585676249228
	APL_38_20	999,449726313543	0,72844934681982
2	APL_36_10	498,788401874699	0,128923362699648
	APL_40_20	996,189295183435	-4,28876806159225
3	APL_37_10	499,102245133	-0,152005762337598
	APL_41_20	1003,02687403803	0,0251159641754928

Neste trabalho, a pressão de evaporação, ao invés de ser considerada como a pressão mensurada pelo respectivo transdutor de pressão, foi considerada como a pressão de saturação da temperatura mensurada pelo termopar localizado no meio do evaporador, visto que se julgou esta ser mais próxima do valor real.

APÊNDICE C - INCERTEZA DE MEDIÇÃO

As incertezas experimentais das principais grandezas avaliadas neste trabalho foram estimadas em conformidade com Gonçalves Júnior e Sousa (2008) e de acordo com o trabalho de Boeng (2012). O resultado de medição depende do cálculo da média da variável (\bar{m}) bem como da sua incerteza expandida (U), para qual é essencial a determinação do desvio-padrão (DP), conforme as equações abaixo:

$$\bar{m} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n m_i \quad (C.1)$$

$$DP = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (m_i - \bar{m})^2}{n - 1}} \quad (C.2)$$

$$U = k_{st} \sqrt{u_o^2 + u_s^2} \quad (C.3)$$

onde n é o número de pontos medidos, i representa o i -ésimo ponto medido, k_{st} é o coeficiente de Student (cujo valor foi assumido como 2,003 para uma um fator de abrangência de 95,45% para graus de liberdade na ordem de 1000), u_o é a incerteza-padrão referente às observações e u_s é a incerteza referente ao sistema de medição.

A incerteza-padrão é obtida de formas diferentes para grandezas que variam no tempo ou não. Para grandezas que variam no tempo, como é o caso da temperatura no interior de um refrigerador durante um teste de consumo de energia em regime cíclico, a incerteza-padrão é o próprio desvio-padrão da amostra, conforme a Equação C.2. Para grandezas invariáveis no tempo, como é o caso da temperatura no interior de um refrigerador durante um teste de fluxo reverso de calor, a incerteza-padrão é estimada de acordo com a Equação C.4.

$$u_o = \frac{DP}{\sqrt{n}} \quad (C.4)$$

A incerteza referente ao sistema de medição é proveniente das curvas de calibração do sistema ou das informações fornecidas pelo fabricante.

Denominam-se variáveis medidas diretamente, as varáveis que são fornecidas diretamente pelo sistema de medição, e sua incerteza

expandida é calculada conforme a equação III.3. A temperatura fornecida por um termopar é um exemplo de variável medida diretamente.

Por outro lado, as variáveis medidas indiretamente são aquelas nas quais “o valor do mensurando é calculado a partir de operações matemáticas efetuadas envolvendo duas ou mais medidas associadas a diferentes características do mensurando” (GONÇALVES JÚNIOR; SOUSA, 2008). O consumo de energia e o coeficiente global de troca térmica são exemplos deste tipo de variável. O cálculo deste tipo de incerteza é feito por meio de uma expressão geral para a propagação de incerteza, conforme abaixo:

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \rightarrow u(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{dy}{dx_i} u(x_i) \right)^2} \quad (\text{C.5})$$

Essa expressão é válida para grandezas de entrada não-correlacionadas, combinadas em uma função contínua e derivável.

As Figuras C.1 a C.4 apresentam o cálculo das principais variáveis e suas respectivas incertezas de medição.

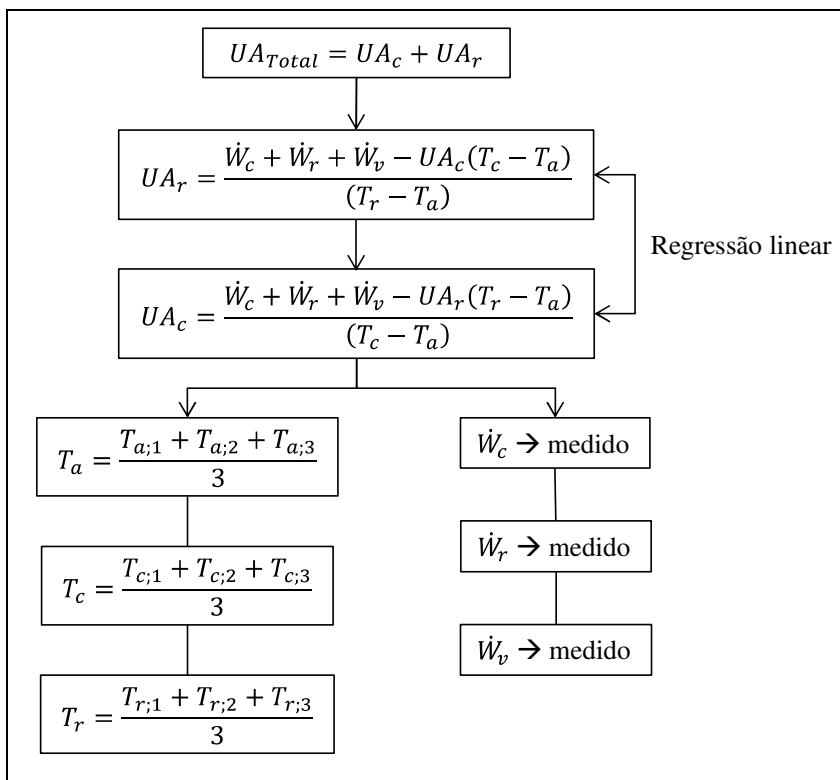


Figura C.1 – Cálculo do coeficiente de troca térmica global (UA) dos compartimentos

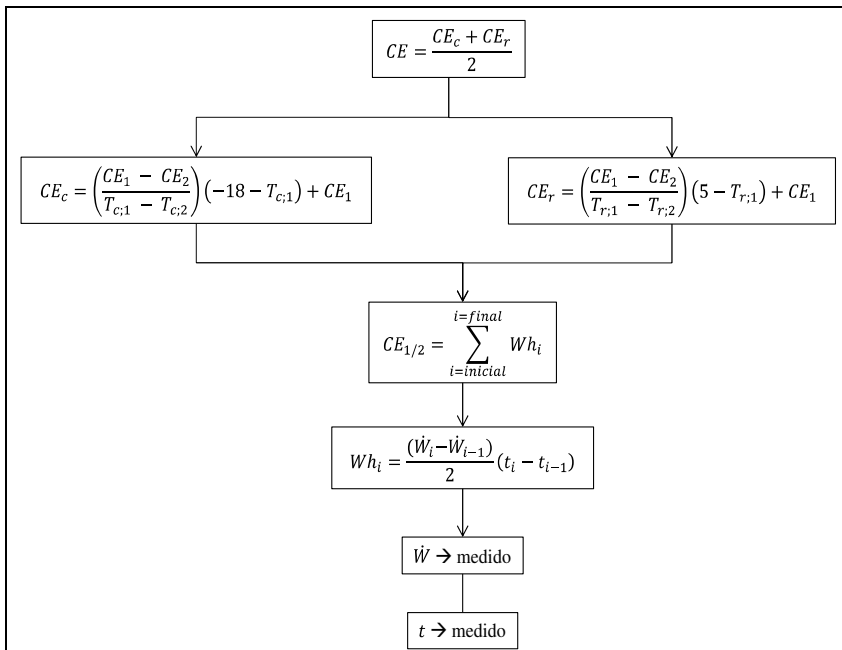


Figura C.2 – Cálculo do consumo de energia em regime cíclico

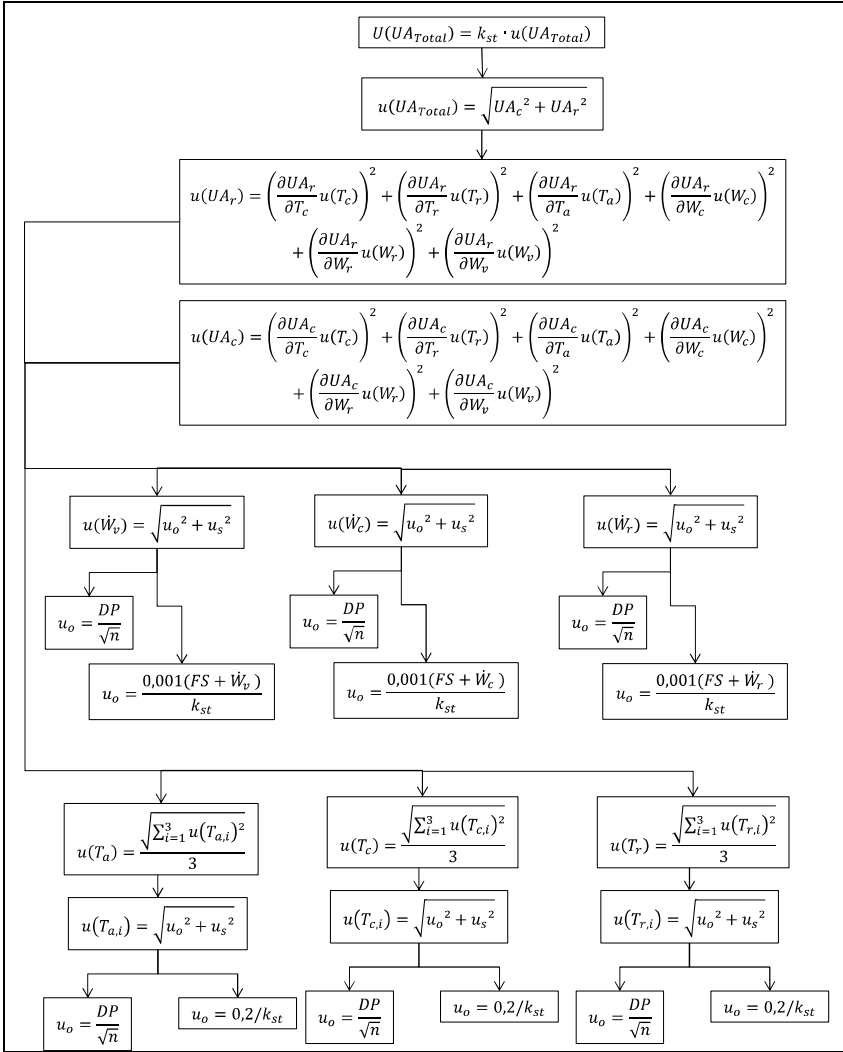


Figura C.3 – Cálculo da incerteza expandida do coeficiente de troca térmica global (UA) dos compartimentos

A incerteza utilizada para o UA de cada compartimento foi a maior incerteza calculada para cada uma das condições de temperatura utilizadas para a regressão dos dados.

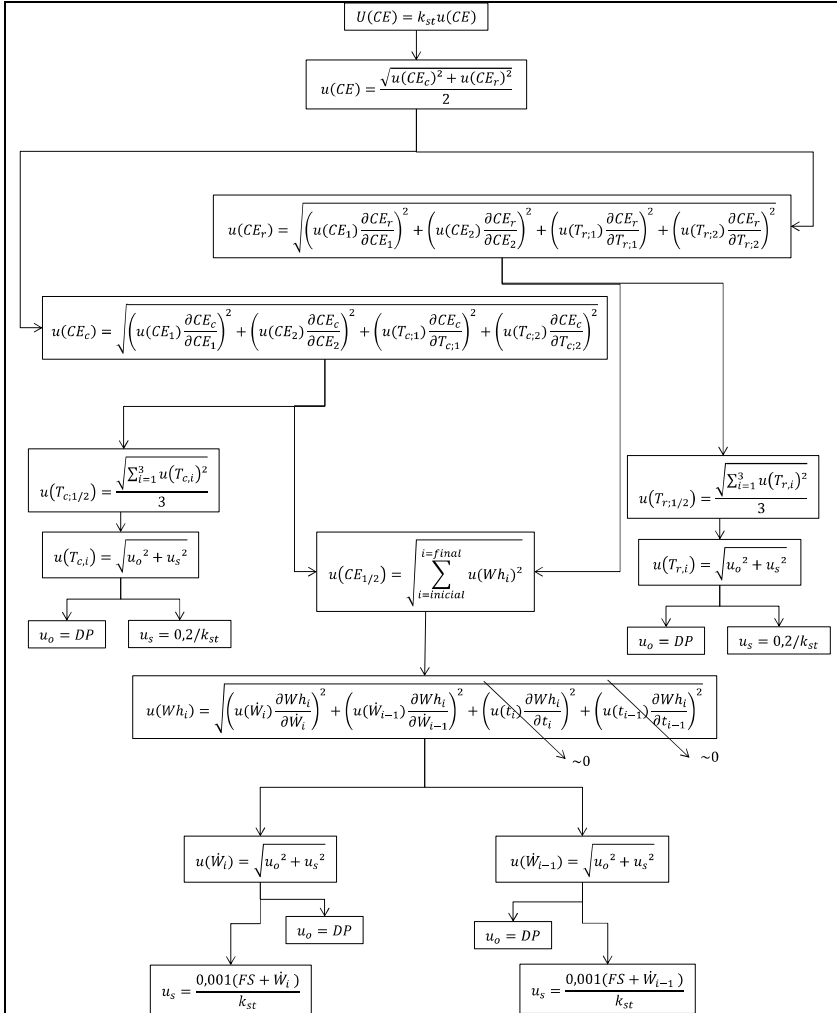


Figura C.4 – Cálculo da incerteza expandida do consumo de energia em regime cíclico

APÊNDICE D – ENVELHECIMENTO DOS PAINÉIS

a) Amostras de 0,2 x 0,2 m

A Figura D.1 mostra a evolução da condutividade térmica de três amostras de VIP, todas de 0,2 x 0,2 m, ao longo do tempo. Percebe-se que a condutividade térmica evolui linearmente com o tempo, aumentando, em média, 1,9 mW/(m.K) ao ano para a amostra 1 de 8 mm e 1,4 mW/(m.K) ao ano para as amostras 2 e 3, de 15 mm de espessura.

Esse comportamento era esperado e deve-se ao comprimento do aro de vedação, que é pequeno em relação a área do painel, facilitando assim a permeação de O₂ e N₂ (FRIECKE et al., 2006).

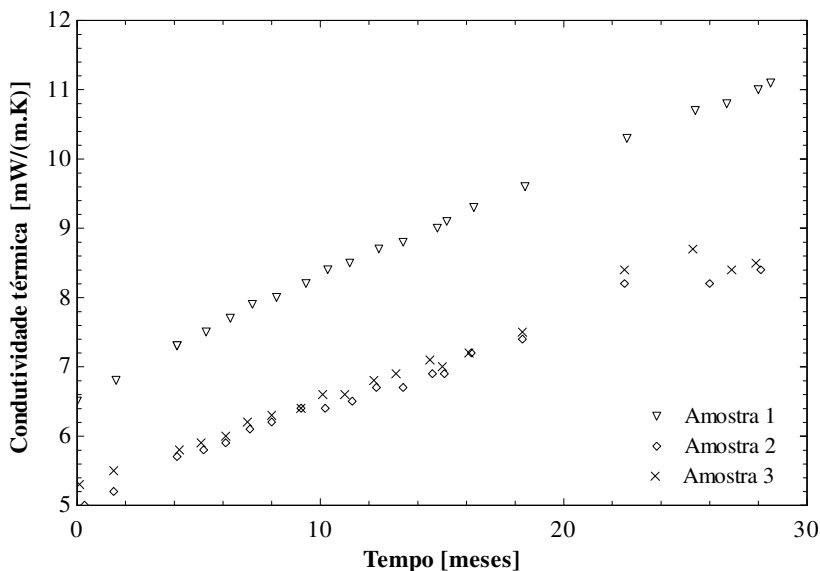


Figura D.1 – Condutividade térmica de amostras de VIP em função do tempo

b) Amostras embutidas no gabinete

O envelhecimento dos VIPs foi também investigado através da realização de testes de fluxo de calor reverso com o gabinete CR2 ao longo de um ano. No primeiro teste obteve-se um UA de 1,63 W/K (ver Tabela 6.3) e no segundo de 1,67 W/K (ver Tabelas D.1 e D.2), o que

representa um aumento percentual de 2,4%, não significativo por se enquadrar dentro da incerteza de medição do experimento.

Para o primeiro ano de monitoramento, a amostra de 0,2 x 0,2 m com oito milímetros de espessura, apresentou uma evolução de 34% na condutividade térmica, o que significa que tais testes não podem ser utilizados diretamente para inferir a degradação da qualidade do isolamento térmico dos gabinetes.

No refrigerador, o VIP é instalado entre a superfície metálica externa da parede e a espuma de poliuretano. As células do PU são fechadas e preenchidas com cicloisopentano, cujas moléculas são maiores do que as moléculas dos gases presentes na atmosfera. Dessa forma, mesmo que existam células abertas na espuma de PU, o processo de permeação será muito mais difícil do que aquele que ocorre em amostras expostas ao ambiente, o que explica a degradação praticamente imperceptível do isolamento.

Tabela D.1 – Repetição do teste de UA para amostra da configuração CR2

Teste	T_a	T_c	T_r	W_c	W_r	W_v
	[°C]	[°C]	[°C]	[W]	[W]	[W]
1	38,5	28,3	17,4	6,25	8,97	8,23
2	43,5	42,6	17,5	6,38	27,88	8,13
3	47,4	48,4	17,4	7,90	35,29	8,25
4	52,3	44,3	17,6	13,35	27,31	8,19

Tabela d.2 – Comparação de UA regredido no intervalo de um ano

Amostra	UA_c	UA_r	UA
	[W/K]	[W/K]	[W/K]
Original	0,52 ($\pm 0,03$)	1,11 ($\pm 0,05$)	1,63 ($\pm 0,06$)
Após um ano	0,52 ($\pm 0,03$)	1,16 ($\pm 0,06$)	1,67 ($\pm 0,06$)

APÊNDICE E – TERMOGRAMAS

A termografia é o método de registro dos padrões de calor emitidos por um corpo, a partir da radiação no espectro infravermelho, permitindo assim a visualização do campo de temperaturas do objeto analisado. As imagens registradas são denominadas de termogramas.

Nesse trabalho, foram capturados termogramas dos refrigeradores durante a realização dos testes de fluxo de calor reverso. Para tanto, utilizou-se uma câmera termográfica do modelo FLIR SC660, e o *software ThermaCAM Researcher Pro 2.9*, apropriado para análise das imagens produzidas. A diferença de temperatura entre o interior dos compartimentos (mais quente) e a da câmara de testes (mais fria) permitiu a visualização dos VIPs.

Para a obtenção dos termogramas, é necessário informar ao *software* a emissividade do objeto, a umidade relativa e a temperatura da atmosfera, a distância entre a câmera e o objeto e a temperatura da vizinhança. O primeiro parâmetro é um dos mais importantes, e foi estimado através de um procedimento recomendado pelo manual do fabricante. A umidade relativa e a temperatura da atmosfera foram determinados pelos controles de temperatura e umidade da câmara de testes e a distância entre o refrigerador e a câmera foi mantida em um metro. Esses três parâmetros são utilizados para estimar a radiação absorvida pelo ar no caminho entre refrigerador e câmera. Finalmente, a temperatura da vizinhança, necessária para o cálculo da radiação refletida pela superfície do refrigerador, foi considerada igual à temperatura ambiente da câmara de testes.

A presença dos painéis de isolamento a vácuo na configuração 1 (amostra 1.1) pode ser verificada nas imagens termográficas das paredes laterais (Figura E.1), superior e traseira (Figura E.2). A localização dos VIPs é destacada por uma linha tracejada.

Os VIPs da configuração 2 (amostra 2.2) são destacados na Figura D.3, que apresenta os VIPs em ambas as portas e na parede posterior de ambos os compartimentos.

A configuração 3 (amostra 3.1), possui um grande VIP nas laterais, que abrange regiões do congelador e do refrigerador (Figura E.4). Além disso, essa amostra é isolada com VIPs em ambas as portas (Figura E.5) e na parede superior (Figura E.6).

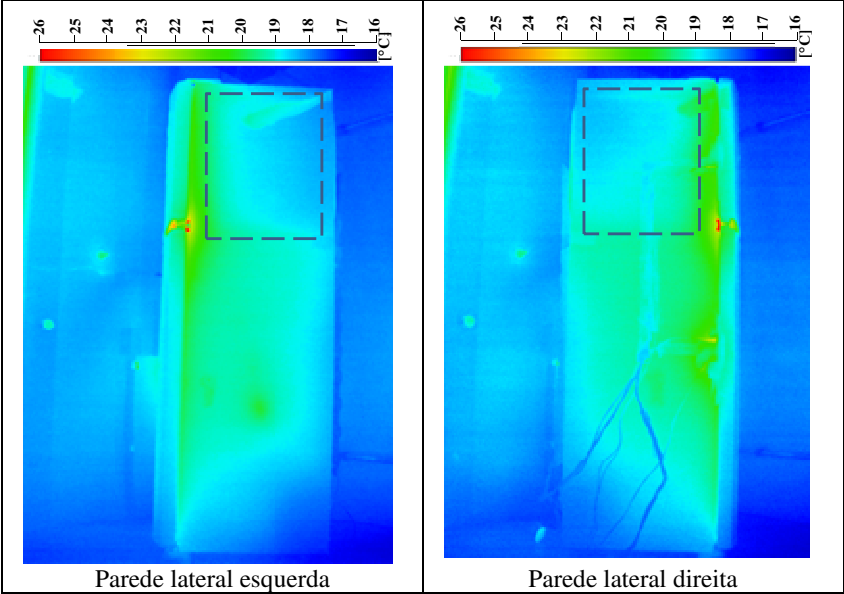


Figura E.1 - Configuração 1, amostra 1.1. Paredes laterais.

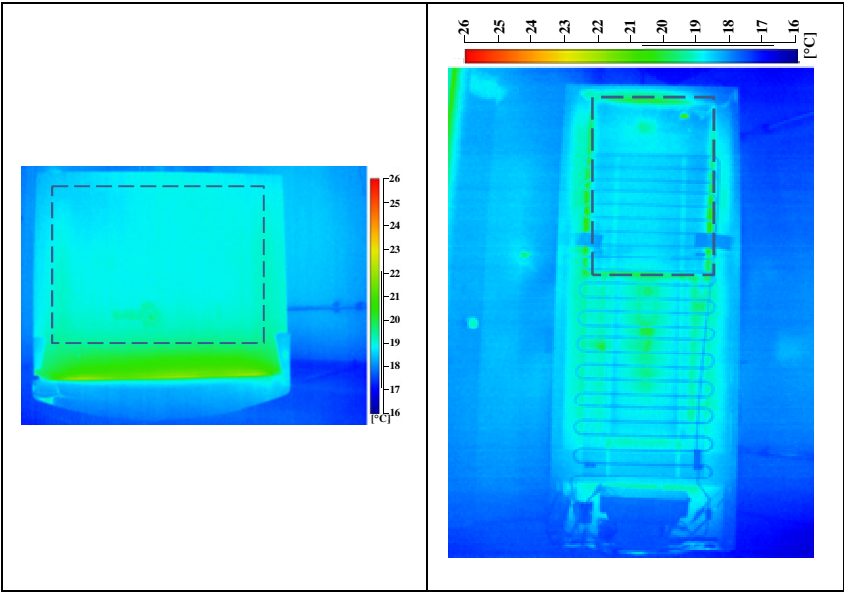


Figura E.2 - Configuração 1, amostra 1.1. Paredes superior (esq.) e traseira (dir.).

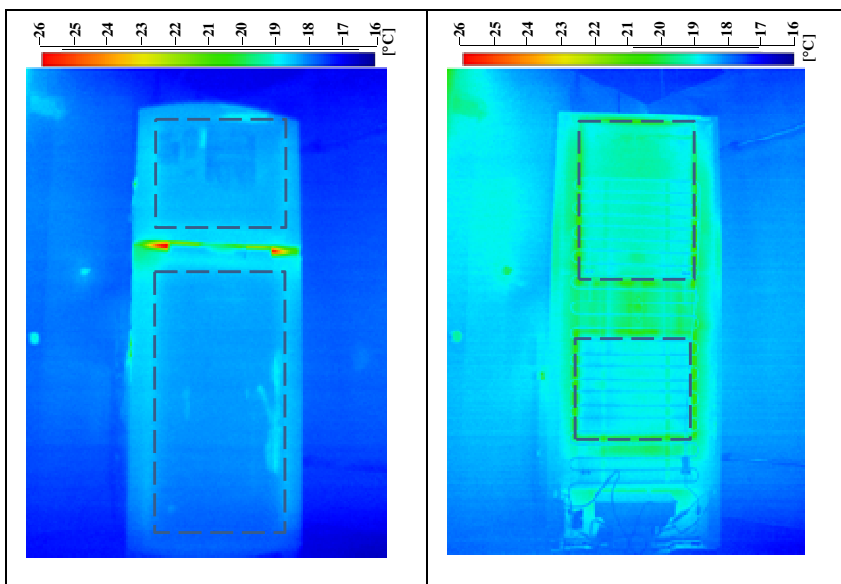


Figura E.2 – Configuração 2, amostra 2.2. Portas (esq.) e parede posterior (dir.)

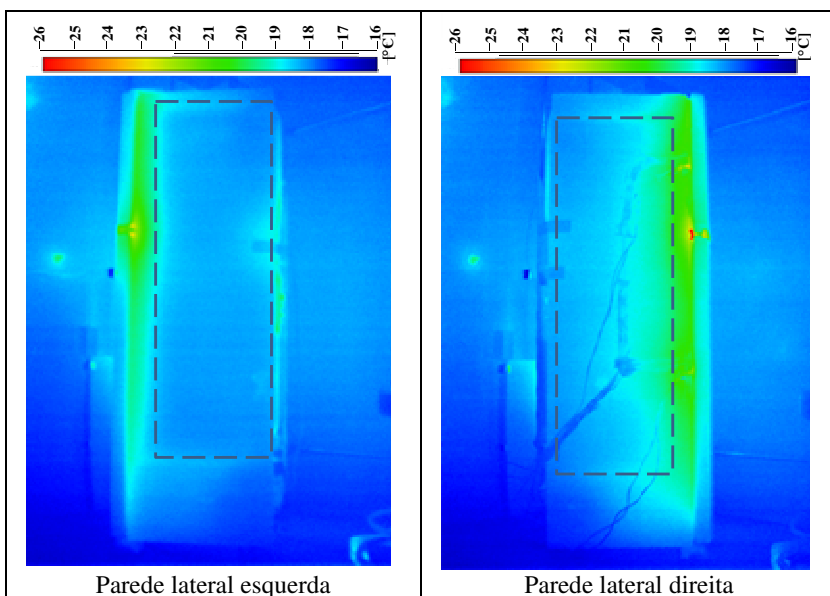


Figura E.4 – Configuração 3, amostra 3.1

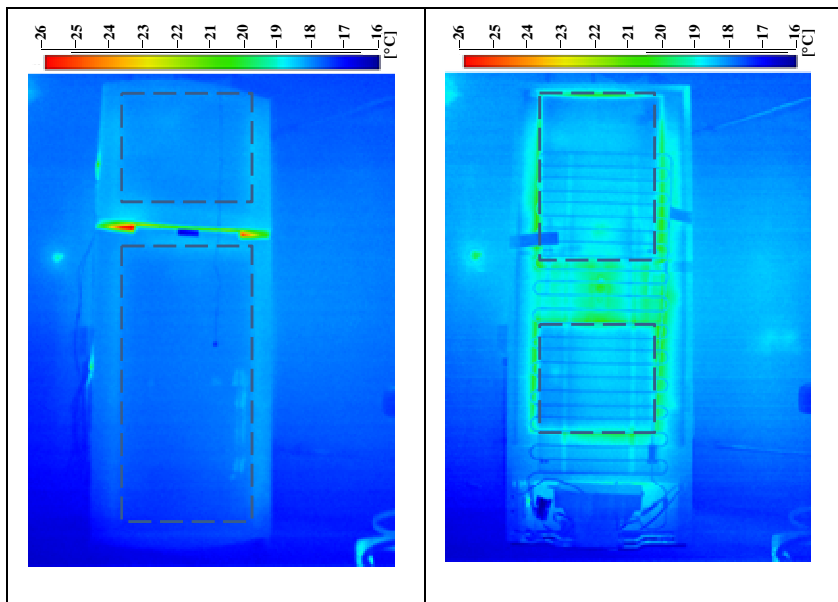


Figura E.5 - Configuração 3, amostra 3.1. Portas (esq.) e parede posterior (dir.)

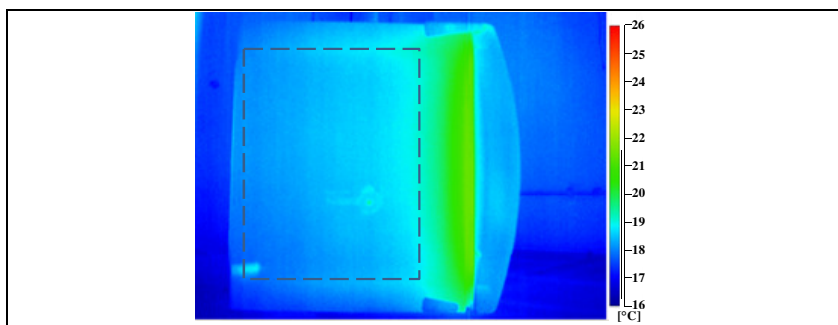


Figura E.6 - Configuração 3, amostra 3.1. Parede superior.

Os termogramas também permitem investigar a influência do tamanho dos painéis sobre o isolamento térmico. Observando a parede lateral esquerda, na qual há um painel de 0,55 x 0,50 m no congelador do gabinete 1 (Figura E.7), e um painel de 1,10 x 0,50 m que envolve a região do congelador e refrigerador no gabinete 3 (Figura E.8), é possível identificar que a temperatura no centro do painel do gabinete 1 não é tão baixa quanto àquela correspondente no gabinete 3. A parede

lateral esquerda do gabinete 2 (sem VIP) foi utilizada como referência e é apresentada na Figura E.9.

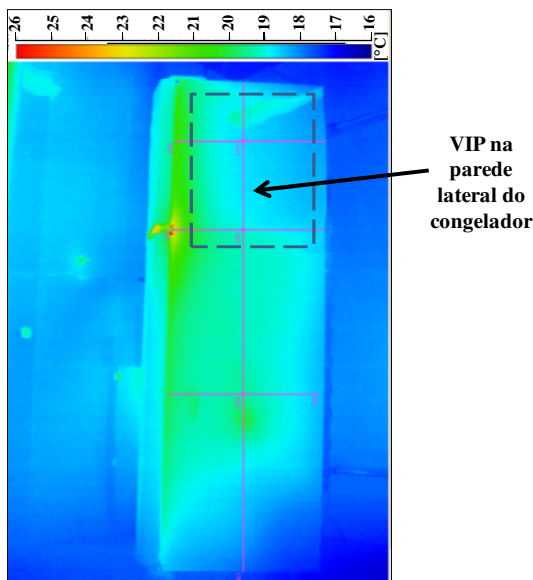


Figura E.7 - Lateral direita da configuração 1

Na configuração 1, apesar de não existir um contorno bem definido, identifica-se o VIP pela coloração mais escura na parede do congelador. Na segunda, observa-se uma distribuição de temperatura típica para parede sem VIP. Na terceira, observa-se claramente o VIP instalado sobre grande parte da lateral do gabinete. O perfil de temperatura correspondente (vertical e no centro) de cada parede é apresentado na Figura E.10.

Pode-se observar que a temperatura, ao longo da uma linha vertical e central da parede lateral do gabinete 2 é praticamente constante. A variação de temperatura observada na parte inferior da parede, que também aparece em todas as outras configurações, deve-se a presença da gaveta de verduras. Na configuração 1 percebe-se uma queda de temperatura na região do congelador e da travessa, provocada pela presença do VIP. Um comportamento semelhante é observado no gabinete 3, porém com valores de temperatura inferior aos das outras configurações.

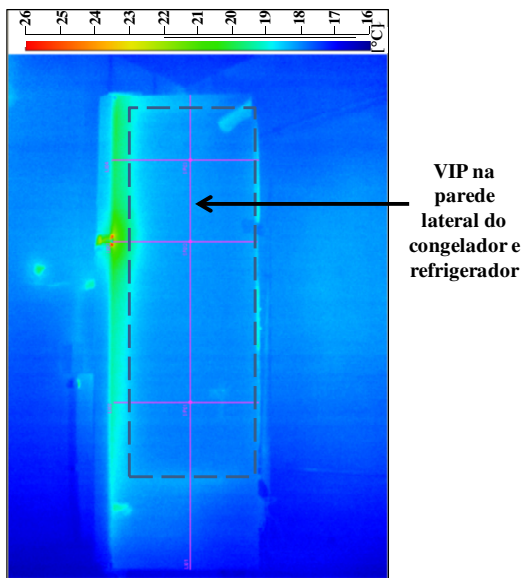


Figura E.8 - Lateral direita da configuração 3

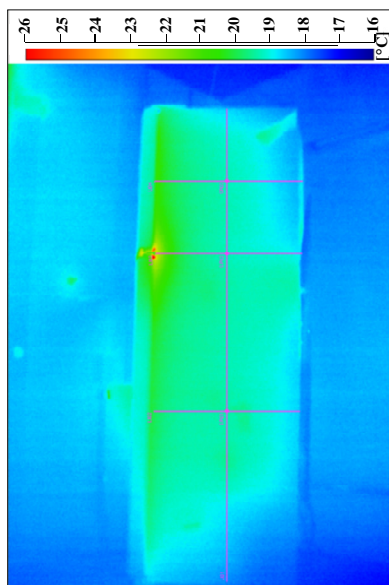


Figura E.9 - Lateral direita da configuração 2

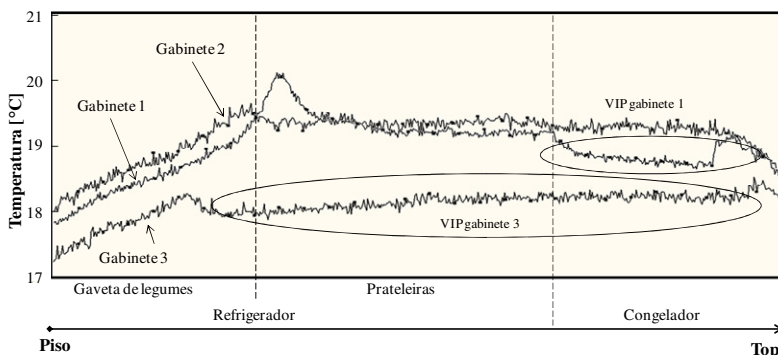


Figura E.10 - Perfil de temperatura na linha vertical no centro da parede lateral

A Tabela E.1 mostra as temperaturas médias ao longo de uma linha central, nas regiões do refrigerador, travessa e congelador. Observa-se que as temperaturas obtidas com as configurações 1 e 2 são praticamente idênticas, exceto na região do congelador, que por sua vez, não tem a temperatura tão baixa quanto na região do congelador da configuração 3, o que reforça os efeitos bidimensionais de transferência de calor e a importância do tamanho do painel.

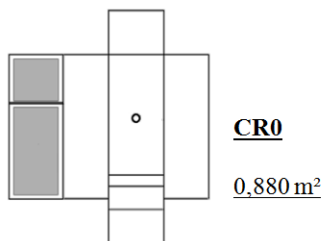
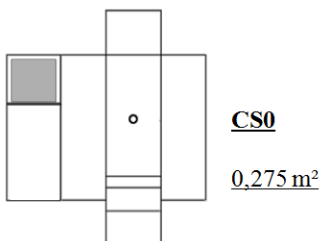
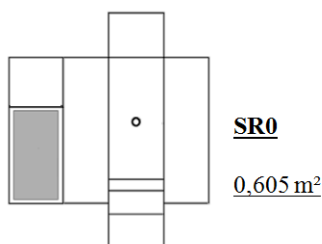
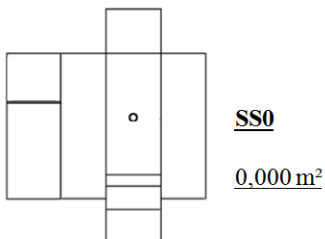
Tabela E.1 - Temperaturas na superfície da parede lateral esquerda

Ponto	Temperatura [°C]		
	Configuração 1	Configuração 2	Configuração 3
Refrigerador	19,5	19,4	18,1
Travessa	19,0	19,3	18,1
Congelador	18,7	19,3	18,2

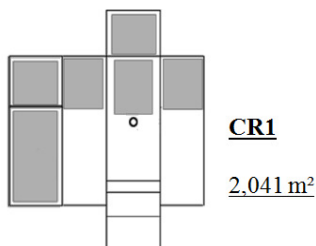
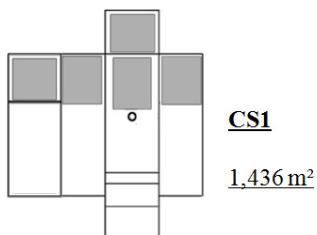
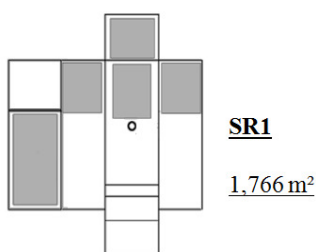
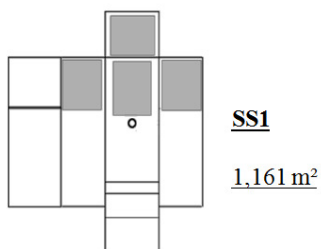
APÊNDICE F – AMOSTRAS ESTUDADAS

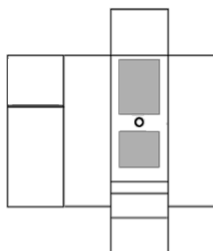
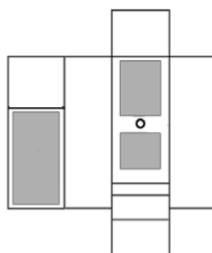
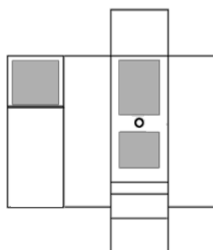
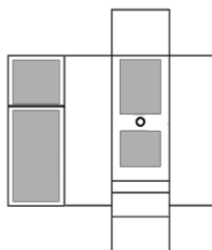
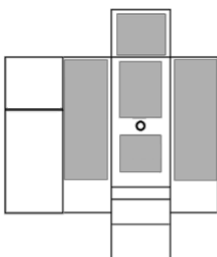
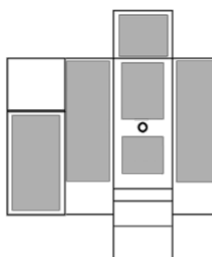
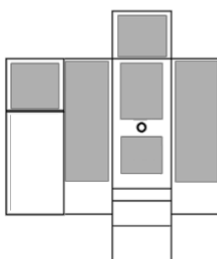
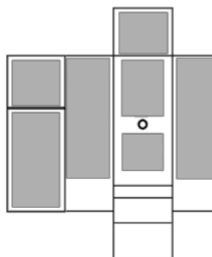
Desenhos esquemáticos de todas as amostras com suas respectivas nomenclaturas são apresentados a seguir:

Gabinete 0 e variações de portas



Gabinete 1 e variações de portas:



Gabinete 2 e variações de portas:**SS2**0,538 m²**SR2**1,143 m²**CS2**0,813 m²**CR2**1,418 m²**Gabinete 3 e variações de portas:****SS3**2,213 m²**SR3**2,818 m²**CS3**2,488 m²**CR3**3,093 m²

APÊNDICE G – TESTES DE FLUXO DE CALOR REVERSO

Os resultados dos testes de fluxo de calor reverso para cada uma das variações (combinações de portas com ou sem VIP) das amostras 0, 1, 2 e 3 são apresentados nas tabelas a seguir. Esses resultados foram utilizados para o cálculo da condutância térmica global das amostras, que foi calculada conforme a equação 3.1, e apresentada na Tabela 4.6 do capítulo “Resultados e Discussões”.

A variação SS das configurações 0 e 1 não é apresentada nas Tabelas G.1 e G.2 porque essas configurações são àquelas correspondentes às amostras 0 e 1.1, respectivamente, já apresentadas na Tabela 4.2. Pelo mesmo motivo, a variação CR das configurações 2 e 3 não são apresentadas a seguir, uma vez que correspondem às amostras 2.2 e 3.2, respectivamente, também já apresentadas na Tabela 4.2.

Tabela G.1 – Resultados testes de fluxo reverso para variações do gabinete 0

Amostra	Teste	T _c	T _r	T _a	W _c	W _r	W _v
		[°C]	[°C]	[°C]	[W]	[W]	[W]
CS	1	38,9	29,1	18,3	6,3	9,4	8,4
	2	43,1	43,3	18,2	5,8	29,7	8,4
	3	48,2	48,1	18,2	8,7	35,8	8,4
	4	53,0	45,2	18,3	14,6	29,4	8,1
SR	1	39,0	29,2	18,1	7,1	8,2	8,3
	2	43,0	43,0	18,2	6,2	27,7	8,2
	3	48,5	48,3	18,2	9,9	34,4	8,3
	4	53,1	45,2	18,2	15,2	27,6	8,2
CR	1	39,0	29,3	18,1	8,2	6,8	8,3
	2	43,0	43,1	18,1	5,9	28,0	8,2
	3	48,1	48,1	18,2	9,0	34,1	8,2
	4	53,2	45,3	18,2	14,8	28,1	8,3

Tabela G.2 - Resultados testes de fluxo reverso para variações da amostra 1

(continua)

Amostra	Teste	T _c	T _r	T _a	W _c	W _r	W _v
		[°C]	[°C]	[°C]	[W]	[W]	[W]
CS	1	39,1	29,0	18,1	4,7	11,0	8,4
	2	43,0	43,3	18,2	4,5	30,3	8,4
	3	48,1	48,3	18,2	7,2	36,8	8,4
	4	53,1	45,1	18,1	12,5	30,7	8,3
SR	1	39,2	29,0	18,1	8,4	5,3	9,16
	2	42,9	43,0	18,1	4,7	28,1	8,4

Tabela G.2 - Resultados testes de fluxo reverso para variações da amostra 1
(conclusão)

Amostra	Teste	T _c	T _r	T _a	W _c	W _r	W _v
		[°C]	[°C]	[°C]	[W]	[W]	[W]
SR	3	48,0	48,0	18,2	7,6	34,2	8,4
	4	53,0	45,0	18,1	12,5	28,4	8,3
CR	1	39,0	29,0	18,1	5,3	8,8	8,4
	2	43,0	43,3	18,1	4,6	29,0	8,35
	3	48,2	48,1	18,1	7,4	34,6	8,3
	4	53,0	45,0	18,2	12,0	28,4	8,3

Tabela G.3 - Resultados testes de fluxo reverso para variações da amostra 2

Amostra	Teste	T _c	T _r	T _a	W _c	W _r	W _v
		[°C]	[°C]	[°C]	[W]	[W]	[W]
SS	1	39,0	29,0	18,1	5,7	9,4	8,5
	2	43,0	43,3	18,1	5,5	29,4	8,4
	3	47,9	47,9	18,1	8,4	35,3	8,4
	4	53,0	45,1	18,1	13,3	29,4	8,5
CS	1	39,0	29,0	17,8	5,9	9,8	8,3
	2	43,0	43,1	18,1	6,0	29,6	8,4
	3	48,0	48,1	18,1	8,7	35,7	8,4
	4	53,1	45,1	17,9	14,0	29,6	8,4
SR	1	38,8	28,8	18,1	5,6	8,7	8,4
	2	43,4	43,0	18,2	6,0	27,4	8,4
	3	48,1	48,0	18,2	8,6	33,5	8,3
	4	53,0	45,0	18,2	13,7	27,9	8,3

Tabela G.4 - Resultados testes de fluxo reverso para variações da amostra 3

Amostra	Teste	T _c	T _r	T _a	W _c	W _r	W _v
		[°C]	[°C]	[°C]	[W]	[W]	[W]
SS	1	39,1	29,2	18,1	5,3	9,0	8,2
	2	43,1	42,5	18,1	4,8	26,3	8,2
	3	48,1	47,4	18,1	7,4	31,9	8,2
	4	53,2	45,0	18,1	12,8	27,1	8,1
CS	1	38,8	29,0	18,0	8,2	4,8	9,0
	2	43,1	42,8	18,1	4,7	26,2	8,2
	3	48,1	48,1	18,1	7,1	32,3	8,1
	4	53,3	44,9	18,1	12,3	27,0	8,1
SR	1	38,9	28,6	18,0	5,9	7,2	8,3
	2	42,8	42,1	17,8	4,8	25,3	8,2
	3	48,0	48,0	17,9	7,4	30,8	8,2
	4	53,1	45,0	17,8	12,6	26,1	8,1

APÊNDICE H – TESTES DE CONSUMO DE ENERGIA

As tabelas a seguir apresentam os resultados dos parâmetros monitorados nos testes de consumo de energia realizados acima e abaixo das temperaturas de referência, 5 °C e -18 °C, denominados como teste quente e frio, respectivamente.

Tabela H.1 – Parâmetros medidos nos testes de consumo de energia. Gabinete 0

Amostra	Teste	Consumo	Fração de funcionamento	W _k	P _e	P _{cond}
		[kWh/mês]	[%]	[W]	[bar]	[bar]
SS	F	53,4	58,7	73,0	0,41	6,45
	Q	47,8	50,4	65,2	0,44	6,61
CS	F	54,9	61,5	75,0	0,39	6,27
	Q	48,3	51,8	66,0	0,42	6,43
SR	F	54,3	61,5	74,2	0,38	6,21
	Q	47,4	50,5	64,8	0,43	6,42
CR	F	52,1	57,7	71,2	0,40	6,38
	Q	46,9	50,5	64,0	0,42	6,49

Tabela H.2 – Parâmetros medidos nos testes de consumo de energia. Gabinete 0

Amostra	Teste	T _a	T _c	T _r	T _{k,s}	T _{k,to}	T _{k,d}	T _{cond,i}
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
SS	F	32,2	-20,3	4,9	32,0	72,1	77,5	64,4
	Q	32,2	-17,0	6,1	31,6	69,3	76,1	64,0
CS	F	31,8	-20,3	4,7	32,9	73,2	78,1	63,8
	Q	31,9	-17,2	6,0	32,2	69,8	76,3	63,5
SR	F	31,8	-20,3	4,7	32,8	73,0	77,6	63,1
	Q	31,9	-17,2	5,7	31,7	69,2	76,3	63,3
CR	F	32,1	-20,3	4,4	32,2	71,9	79,4	64,4
	Q	32,0	-17,2	5,6	31,7	68,8	77,5	63,3

Tabela H.3 – Parâmetros medidos nos testes de consumo de energia. Gabinete 0
(continua)

Amostra	Teste	T _{cond,m}	T _{cond,f}	T _{tl,i}	T _{e,i}	T _{e,m}	T _{e,f}	T _{tl,f}
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
SS	F	46,9	46,1	40,7	-28,1	-25,3	-22,8	30,7
	Q	47,5	46,9	41,5	-26,4	-23,2	-19,9	30,9
CS	F	46,0	44,9	40,1	-29,0	-25,7	-23,9	30,8
	Q	46,7	45,7	40,9	-27,0	-23,4	-21,7	30,7

Tabela H.3 – Parâmetros medidos nos testes consumo de energia. Gabinete 0.
(conclusão)

Amostra	Teste	T _{cond,m}	T _{cond,f}	T _{tl,i}	T _{e,i}	T _{e,m}	T _{e,f}	T _{tlv,f}
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
SR	F	45,6	44,6	39,8	-29,4	-26,9	-24,4	30,6
	Q	46,6	45,6	40,7	-26,7	-22,8	-21,5	30,4
CR	F	46,5	45,9	40,3	-28,4	-26,8	-23,8	30,3
	Q	46,8	46,3	40,5	-27,3	-25,2	-21,5	30,2

Tabela H.4 – Parâmetros medidos nos testes de consumo de energia. Gabinete 1

Amostra	Teste	Consumo	Fração de funcionamento	W _k	P _e	P _{cond}
		[kWh/mês]	[%]	[W]	[bar]	[bar]
SS	F	54,2	61,5	74,1	0,32	6,20
	Q	47,3	51,3	64,6	0,36	6,35
CS	F	51,7	57,3	70,6	0,34	6,26
	Q	44,5	46,2	60,7	0,41	6,45
SR	F	51,4	57,0	70,2	0,34	6,27
	Q	43,7	45,2	59,6	0,41	6,48
CR	F	51,4	58,1	70,2	0,32	6,19
	Q	43,2	45,2	58,9	0,40	6,41

Tabela H.5 – Parâmetros medidos nos testes de consumo de energia. Gabinete 1

Amostra	Teste	T _a	T _c	T _r	T _{k,s}	T _{k,to}	T _{k,d}	T _{cond,i}
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
SS	F	32,2	-20,2	3,3	38,1	66,5	74,1	49,0
	Q	32,1	-17,2	6,2	32,1	65,1	72,1	57,5
CS	F	32,1	-20,1	4,2	33,0	68,1	73,4	58,1
	Q	32,0	-17,1	6,4	32,1	63,8	71,7	58,3
SR	F	32,1	-20,1	4,5	32,9	67,9	73,5	58,3
	Q	32,1	-17,0	5,3	32,0	63,8	71,8	58,4
CR	F	32,1	-20,1	4,1	33,0	68,4	73,5	57,6
	Q	32,1	-17,0	6,2	31,9	63,3	71,3	57,6

Tabela H.6 – Parâmetros medidos nos testes de consumo de energia. Gabinete 1
(continua)

Amostra	Teste	T _{cond,m}	T _{cond,f}	T _{tl,i}	T _{e,i}	T _{e,m}	T _{e,f}	T _{tlv,f}
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
SS	F	40,2	41,3	41,6	-29,4	-24,3	-24,2	30,6
	Q	45,0	45,1	41,2	-27,5	-25,6	-21,8	30,0
CS	F	44,6	44,5	41,7	-28,7	-27,1	-24,3	30,5
	Q	45,5	45,3	42,7	-25,7	-24,6	-22,0	30,6

Tabela H.6 – Parâmetros medidos nos testes de consumo de energia. Gabinete 1
(conclusão)

Amostra	Teste	T _{cond,m}	T _{cond,f}	T _{tl,i}	T _{e,i}	T _{e,m}	T _{e,f}	T _{tlv,f}
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
SS	F	44,7	44,5	41,7	-28,7	-27,5	-24,3	30,5
	Q	45,6	45,3	42,7	-25,8	-24,9	-22,0	30,6
CS	F	44,2	44,3	41,5	-29,2	-27,7	-24,3	30,4
	Q	45,3	45,1	42,6	-25,9	-24,7	-22,0	30,4

Tabela H.7 – Parâmetros medidos nos testes de consumo de energia. Gabinete 2

Amostra	Teste	Consumo	Fração de funcionamento	W _k	P _e	P _{cond}
		[kWh/mês]	[%]	[W]	[bar]	[bar]
SS	F	47,4	53,2	64,8	0,46	6,38
	Q	42,9	47,0	58,5	0,48	6,45
CS	F	52,2	58,2	71,3	0,45	6,45
	Q	45,8	49,4	61,8	0,48	6,54
SR	F	50,4	55,0	68,9	0,47	6,61
	Q	45,4	47,4	61,9	0,51	6,73
CR	F	50,8	55,2	69,3	0,47	6,65
	Q	48,4	50,2	66,1	0,51	6,83

Tabela H.8 – Parâmetros medidos nos testes de consumo de energia. Gabinete 2

Amostra	Teste	T _a	T _c	T _r	T _{k,s}	T _{k,to}	T _{k,d}	T _{cond,i}
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
SS	F	32,0	-19,4	4,7	31,5	67,5	74,6	57,4
	Q	31,9	-16,6	5,3	31,0	65,0	73,0	56,0
CS	F	32,1	-19,6	4,3	32,1	69,7	73,0	55,7
	Q	32,1	-16,6	5,6	31,3	66,3	71,2	55,1
SR	F	32,0	-19,7	4,5	33,0	69,2	77,6	57,6
	Q	32,0	-16,7	5,6	32,7	66,7	76,2	57,6
CR	F	32,1	-19,6	4,2	33,2	69,1	77,3	57,5
	Q	32,1	-16,6	5,3	33,3	68,7	77,7	58,6

Tabela H.9 – Parâmetros medidos nos testes de consumo de energia. Gabinete 2
(continua)

Amostra	Teste	T _{cond,m}	T _{cond,f}	T _{tl,i}	T _{e,i}	T _{e,m}	T _{e,f}	T _{tlv,f}
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
SS	F	44,8	45,1	38,6	-28,3	-25,5	-24,7	28,9
	Q	45,0	45,4	38,8	-27,3	-24,6	-22,8	28,7
CS	F	45,6	46,0	38,8	-28,9	-26,2	-24,8	29,2
	Q	45,9	46,3	39,0	-27,3	-24,0	-22,9	28,9

Tabela H.9 – Parâmetros medidos nos testes de consumo de energia. Gabinete 2
(conclusão)

Amostra	Teste	T _{cond,m}	T _{cond,f}	T _{tl,i}	T _{e,i}	T _{e,m}	T _{e,f}	T _{tlv,f}
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
SS	F	46,1	46,3	41,6	-27,7	-26,2	-24,7	31,1
	Q	46,6	46,8	42,0	-25,7	-23,8	-22,4	31,1
CS	F	46,3	46,5	41,8	-27,6	-25,8	-24,6	31,3
	Q	47,2	47,5	42,8	-25,7	-23,6	-22,2	31,8

Tabela H.10- Parâmetros medidos nos testes de consumo de energia. Gabinete 3

Amostra	Teste	Consumo	Fração de funcionamento	W _k	P _e	P _{cond}
		[kWh/mês]	[%]	[W]	[bar]	[bar]
SS	F	43,0	48,5	58,7	0,41	6,09
	Q	38,7	42,7	52,8	0,44	6,19
CS	F	48,0	53,5	65,5	0,41	6,22
	Q	41,1	44,2	56,0	0,46	6,30
SR	F	48,1	54,2	65,7	0,40	6,16
	Q	41,9	45,3	57,2	0,44	6,27
CR	F	46,0	51,8	62,8	0,41	6,16
	Q	40,6	43,7	55,3	0,45	6,29

Tabela H.11- Parâmetros medidos nos testes de consumo de energia. Gabinete 3

Amostra	Teste	T _a	T _c	T _r	T _{k,s}	T _{k,to}	T _{k,d}	T _{cond,i}
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
SS	F	31,7	-19,7	4,6	29,4	66,1	71,0	55,3
	Q	32,0	-16,5	6,2	29,4	64,0	69,9	55,3
CS	F	32,1	-19,6	4,1	30,8	69,7	73,4	57,5
	Q	32,1	-16,2	6,8	29,7	65,7	70,8	56,7
SR	F	32,1	-20,3	4,2	31,0	70,1	74,2	57,2
	Q	31,9	-17,0	6,6	29,9	66,4	71,8	56,8
CR	F	32,1	-20,0	4,7	30,5	68,6	73,2	56,8
	Q	32,1	-16,9	6,6	29,7	65,5	71,5	56,8

Tabela H.12 – Parâmetros medidos nos testes de consumo de energia. Gabinete 3
(continua)

Amostra	Teste	T _{cond,m}	T _{cond,f}	T _{tl,i}	T _{e,i}	T _{e,m}	T _{e,f}	T _{tlv,f}
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
SS	F	42,9	43,1	38,3	-29,4	-27,5	-25,0	27,2
	Q	43,5	43,6	39,0	-27,8	-25,3	-22,8	27,5
CS	F	43,9	44,0	39,2	-29,1	-27,2	-24,7	28,4
	Q	44,1	44,2	39,6	-27,3	-24,8	-22,4	27,9

Tabela H.9 – Parâmetros medidos nos testes de consumo de energia. Gabinete 3
(conclusão)

Amostra	Teste	$T_{cond,m}$	$T_{cond,f}$	$T_{tli,i}$	$T_{e,i}$	$T_{e,m}$	$T_{e,f}$	$T_{tly,f}$
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
SS	F	43,6	43,7	39,1	-29,6	-27,7	-25,2	28,5
	Q	43,9	44,1	39,6	-27,7	-25,3	-22,9	28,1
CS	F	43,5	43,7	38,8	-29,5	-27,9	-25,2	28,0
	Q	44,0	44,2	39,6	-27,6	-25,4	-22,9	28,0

APÊNDICE I – EFEITO DA CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO MATERIAL DA SUPERFÍCIE EXTERNA DO GABINETE

O efeito da condutividade térmica do material da superfície externa da parede sobre o desempenho do painel pode ser avaliado considerando-se a parede externa adjacente ao painel como uma aleta plana retangular, na qual a borda do VIP corresponde à base da aleta. Em sua extremidade, correspondente ao centro do painel, considera-se uma linha adiabática. A eficiência da aleta, η , é calculada pelas equações I.1 e I.2 (INCROPERA et al., 2008). É possível assim comparar o efeito da condutividade térmica da parede externa sobre o uso de VIP. A condutividade térmica do aço é considerada igual a 60 W/(m.K) e a do polímero igual a 1 W/(m.K). O coeficiente de troca térmica por convecção natural, h , é estimado em 10 W/(m².K). A espessura da camada externa, e , e a largura da aleta, L , são aproximadas para 0,001 m e 1 m, respectivamente. A Figura I.1 apresenta a eficiência de aleta em função do comprimento de aleta, C , determinado a partir da borda para o centro.

$$\eta = \frac{\tanh(mC)}{mC} \quad (\text{I.1})$$

$$m = \sqrt{\frac{h(2L + 2e)}{k(Le)}} \quad (\text{I.2})$$

Nota-se, como esperado, que o efeito aleta é maior para o revestimento metálico. Para um comprimento de 0,2 m, a eficiência de aleta para o metal é da ordem de 30% enquanto que para o polímero, é abaixo de 5%. Isso significa que VIPs em contato com paredes metálicas (como é o caso de grande parte do gabinete), têm o seu efeito global degradado por esse fenômeno, enquanto que para o mesmo VIP em contato com parede polimérica (como é o caso da parede posterior do gabinete), esse efeito será reduzido. Esse fenômeno é comparado àquele descrito por Brodt e Bart (1994) para invólucros metálicos de VIPs com folha de alumínio espessas.

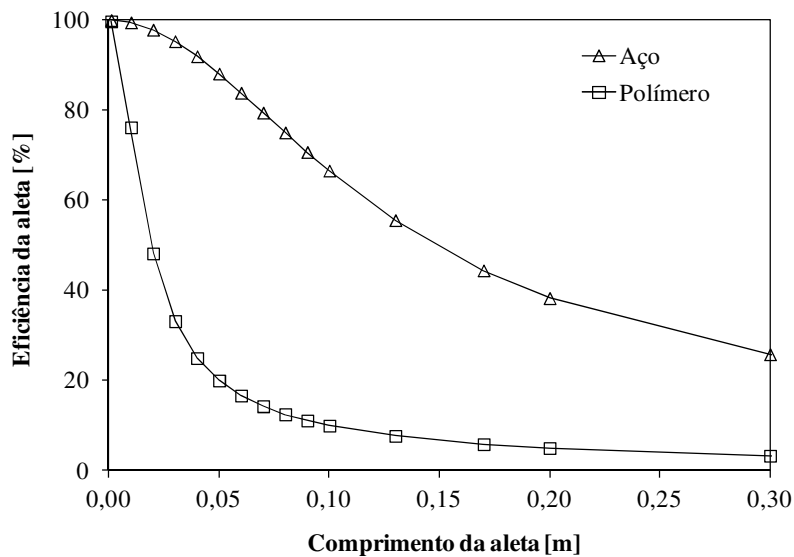


Figura I.1 – Eficiência de aleta em função do comprimento

APÊNDICE J – COMPRESSOR EMU60 CLP

Os resultados obtidos nos testes de consumo de energia pelas variações do gabinete 3 utilizando o compressor EMU60CLP são apresentados nas tabelas a seguir.

Tabela J.1 – Parâmetros medidos nos testes de consumo de energia.

Amostra	Teste	Consumo	Fração de funcionamento	W _k	P _e	P _{cond}
		[kWh/mês]	[%]	[W]	[bar]	[bar]
SS	F	44,7	58,3	61,4	0,45	6,11
	Q	40,5	51,4	55,6	0,49	6,20
CS	F	44,8	58,3	61,5	0,45	6,13
	Q	40,4	50,9	55,4	0,49	6,24
SR	F	44,7	58,2	61,4	0,45	6,16
	Q	40,1	50,8	55,1	0,48	6,23
CR	F	44,2	57,6	60,8	0,45	6,13
	Q	40,1	50,6	55,0	0,48	6,21

Tabela J.2 – Parâmetros medidos nos testes de consumo de energia.

Amostra	Teste	T _a	T _c	T _r	T _{k,s}	T _{k,to}	T _{k,d}	T _{cond,i}
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
SS	F	31,9	-19,5	4,7	30,0	65,3	66,2	43,3
	Q	31,9	-16,4	6,1	29,2	63,1	65,1	43,7
CS	F	31,9	-19,5	4,5	29,9	65,4	66,5	43,4
	Q	31,9	-16,6	5,7	29,1	63,1	66,0	43,9
SR	F	32,0	-19,7	4,5	30,0	66,2	67,7	43,6
	Q	32,0	-16,6	6,2	29,1	63,3	65,9	43,9
CR	F	32,0	-19,7	4,5	30,0	66,2	67,6	43,4
	Q	32,1	-16,7	5,9	29,1	64,0	66,3	43,8

Tabela I.3 – Parâmetros medidos nos testes de consumo de energia.

Amostra	Teste	T _{cond,m}	T _{cond,f}	T _{tl,i}	T _{e,i}	T _{e,m}	T _{e,f}	T _{tlv,f}
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
SS	F	43,2	51,9	34,4	-28,5	-26,4	-25,3	26,5
	Q	43,6	51,9	34,6	-27,0	-23,8	-23,2	26,3
CS	F	43,4	52,1	34,5	-28,5	-26,4	-25,2	26,6
	Q	43,9	52,6	34,8	-26,8	-23,7	-23,0	26,2
SR	F	43,5	53,0	34,6	-28,6	-26,6	-25,5	26,5
	Q	43,8	52,5	34,7	-27,1	-23,9	-23,5	26,2
CR	F	43,4	52,7	34,5	-28,7	-26,7	-25,6	26,5
	Q	43,7	52,6	34,9	-27,1	-24,2	-23,4	26,2

